

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Fakulta strojní



Jiří Sloup

JEDNOSTOJANOVÝ ZVEDÁK PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

Diplomová práce

1994

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra kolových dopravních a manipulačních strojů

obor: 23 - 17 - 8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření: Kolové dopravní a manipulační stroje

**JEDNOSTOJANOVÝ ZVEDÁK
PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY**

KSD - č. 290

JIŘÍ SLOUP

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



Rozsah práce:

Počet stran	:	88
Počet obrázků	:	63
Počet grafů	:	1
Počet tabulek	:	1
MDT	:	621.86

květen 1994

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy Školní rok: 1993/1994

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Jiřího S L O U P A

obor 23-17-8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření Kolové dopravní a manipulační stroje

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu:

Jednostojanový zvedák pro osobní automobily

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte studii jednostojanového zvedáku pro osobní automobily; navrhnete elektromechanický pohon a nosné části zařízení.
Nosnost 2 500 kg, výška zdvihu min. 2 000 mm.
2. Navrhnete ovládací a zabezpečovací systém zvedáku.
3. Návrh zvedáku doložte pevnostní kontrolou hlavních uzlů konstrukce.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 37

KSD/KDMG

V 104/94

Rozsah grafických prací: **sestava jednostranného zvedáku, výkresová dokumentace pohonu.**
Rozsah průvodní zprávy: **technická zpráva cca 45 stran textu**
Seznam odborné literatury:

Jasáň, V., Košábek, J., Szuttor, N.: Teória dopravných a manipulačných zariadení. ALFA, Bratislava 1989.

Firemní dokumentace, katalogy prvků.

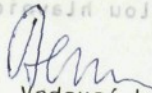
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Miroslav Malý, CSc.**

Konzultant: **Ing. Ladislav Bartoníček, CSc.**
doc. Ing. Antonín Potěšil, CSc.

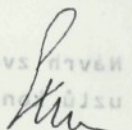
Zadání diplomové práce: **29.10.1993**

Termín odevzdání diplomové práce: **27. 5.1994**




Vedoucí katedry

Doc. Ing. Stanislav Beroun, CSc.


Děkan

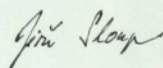
Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.

V Liberci

dne **29.10** 1993

Prohlášení

Místopřisežně prohlašuji, že jsem předloženou diplomovou práci vypracoval samostatně, za pomoci uvedené literatury.



JIŘÍ SLOUP

Obsah:

1	Úvod	5
2	Použití, současný stav a vývoj zvedáků pro osobní automobily	5
2.1	Stručný přehled vývoje zvedacích zařízení	5
2.2	Současný stav vývoje a výroby jednostojanových zvedáků	5
3	Zadání úkolu a přehled norem, které musí zvedák splňovat	14
3.1	Zadání úkolu	14
3.2	Bezpečnostní předpisy a normy	14
3.2.1	Spoje	14
3.2.2	Nosné prvky	14
3.2.3	Elektrická instalace	14
3.2.4	Stabilita	15
3.2.5	Povrchová úprava zvedáku	15
4	Řešení úkolu	16
4.1	Návrh variant řešení, jejich posouzení a výběr vhodné varianty řešení	16
4.1.1	Návrh způsobu vyvolání zdvihací síly	16
4.1.2	Návrh způsobu vedení vozíku po sloupu zvedáku	21
4.1.3	Návrh rozmístění ramen na trámu zvedáku	24
4.3	Rozbor silového zatížení zvedáku	25
5	Výpočty a pevnostní kontroly	29
5.1	Výpočty a pevnostní kontroly nosných částí	29
5.1.1	Kontrola ramen	29
5.1.2	Kontrola trámu	40
5.1.3	Kontrola pohonu	47
5.1.4	Kontrola vozíku	58
5.1.5	Kontrola stojanu	66
5.2	Kontrola stojanu Metodou konečných prvků	77
5.2.1	Postup při práci v MKP	77
5.2.2	Tvorba modelu stojanu	77
5.2.3	Výsledky výpočtu MKP	85
6	Ovládací a zabezpečovací systém zvedáku	86
7	Závěr	87
8	Seznam použité literatury	88

Seznam zkratek a symbolů:

a	osová vzdálenost	mm
b	šířka	mm
d	průměr čepu, díry	mm
f	součinitel tření	l
f'	součinitel tření v závitech	l
g	tíhové zrychlení	m.s ⁻²
h _i	výška	mm
i	počet činných závitů	l
i	převodový poměr	l
k	bezpečnost	l
k _{min}	minimální bezpečnost	l
l _i	délka	mm
m	hmotnost vozidla	kg
n _i	otáčky	l/s
p	měrný tlak	MPa
p _m	tlak v hydromotoru	MPa
q	měrná tíha	N/m
r	poloměr kladky vozíku	mm
r	poloměr pastorku	mm
t	čas zvedání	s
t _i	tloušťka	mm
v	zvedací rychlost	m/s
x _t	vzdálenost těžiště	mm
y _t	vzdálenost těžiště	mm
y _(t)	průhyb v místě x	mm
z	zdvih zvedáku	mm
z _i	počet zubů oz. kola	l
D _i	průměr řemenice	mm
F _i	síla	N
G	tíha vozidla	N
I _i	osový kvadratický moment průřezu	mm ⁴
J _i	osový kvadratický moment průřezu	mm ⁴
J _p	polární moment setrvačnosti	mm ⁴
L	trvanlivost ložiska	ot.
L _p	výpočtová délka řemene	mm

M_i	moment	N.m
P	výkon elektromotoru	W
Q	průtočné množství kapaliny	m ³ /s
Q	síla	N
R_e	mez kluzu	MPa
R_i	reakce	N
R_m	mez pevnosti	MPa
R_u	výpočtová pevnost	MPa
S_i	plocha	mm ²
W_o	průřezový modul v ohybu	mm ³
α_k	tvarový součinitel	l
α_o	tvarový součinitel	l
β	vrcholový úhel závitů	°
γ	úhel stoupání šroubu	°
η_i	účinnost	l
φ	třecí úhel	°
$\varphi_{(t)}$	zkroucení	°
σ_i	napětí	MPa
τ_i	napětí	MPa
ξ	rameno valivého odporu	mm

1 Úvod

Rozvoj celého průmyslu, zejména jeho stále vyšší mechanizace a automatizace, se neustále zrychluje a v poslední době zaznamenal veliký skok kupředu. Automobilový průmysl vyprodukuje ročně několik desítek milionů kusů osobních a lehkých užitkových automobilů. Tyto technicky stále dokonalejší a složitější stroje se neobejdou bez kontroly, seřízení, údržby a oprav. Právě pro usnadnění těchto činností a ke snazšímu přístupu k podvozkovým částem vozu slouží zvedák osobních automobilů, jehož konstrukce je náplní této práce.

2 Současný stav a vývoj zvedáků pro osobní automobily

2.1 Stručný přehled vývoje zvedacích zařízení

Člověk si už odpradáвна usnadňoval zvedání břemen pomocí jednoduchých mechanismů (např. pomocí pák či kladek). K pohonu těchto mechanismů používal pouze své paže, nebo sílu tažných zvířat. Postupně začal využívat mechanickou energii přírodních zdrojů (např. vody). Teprve vynález parního stroje umožnil zvýšit nosnost a výkon zvedacího zařízení.

Elektrický pohon zavedl do provozu zvedacích zařízení další výhody (např. čistota provozu, nízká hlučnost a okamžitá použitelnost zvedáku), a odrazil se i ve snížených nákladech na výrobu a provoz zvedáků. Použití elektrického pohonu také urychlilo vývoj zvedacích zařízení.

Vývoj zvedacích zařízení se v současné době neustále zrychluje a zvedací zařízení se více a více specializují podle oboru jejich použití.

2.2 Současný stav vývoje a výroby jednostojanových zvedáků

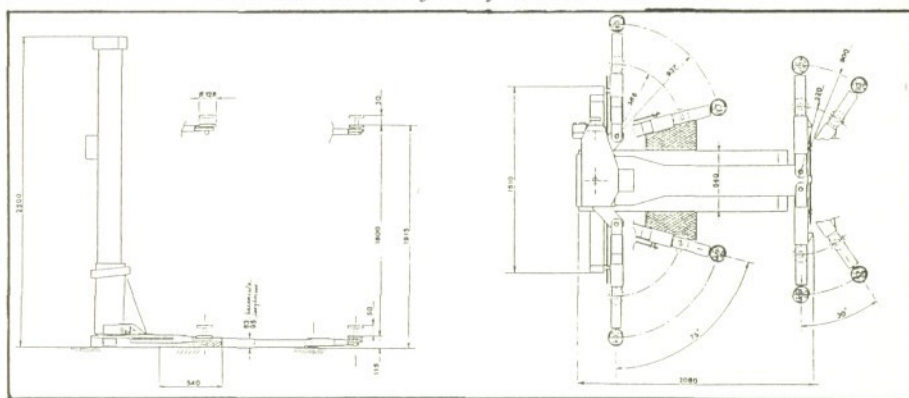
Výrobou jednostojanových zvedáků pro osobní automobily se zabývá řada firem. Jednotlivá konstrukční řešení jednostojanových zvedáků jsou v současné době téměř shodná a liší se pouze v určitých konstrukčních částech.

Jedním z výrobců zvedáků je firma **Orlandini**. Vyrábí jednostojanový zvedák o nosnosti 2500 kg a maximální výšce zdvihu 1915 mm (obr. 2.1. a obr. 2.2.).

Dalším výrobcem je firma **Ravaglioli**. Vyrábí zvedák s těmito parametry: nosnost 2000 kg, max. výška zdvihu 1955 mm (obr. 2.3. a obr. 2.4.).



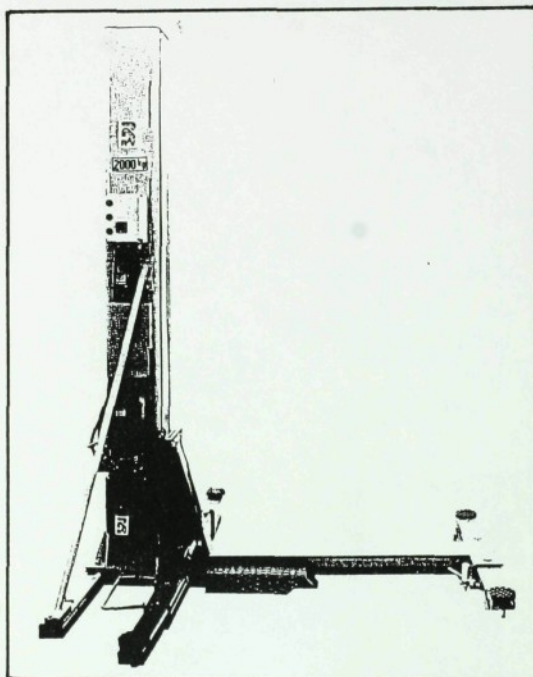
Obr. 2.1. Jednostojanový zvedák Orlandini



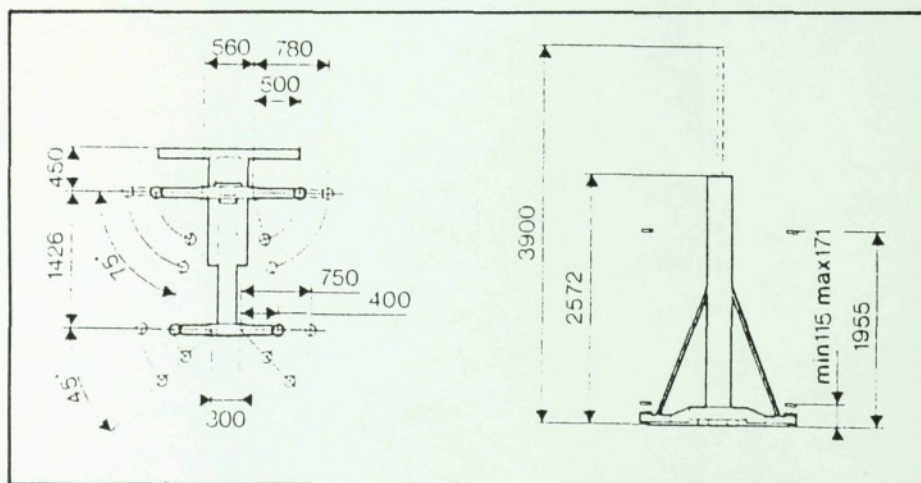
Obr. 2.2. Náčrt zvedáku Orlandini

Firma **Hofmann Werkstatt** prodává zvedák Monolift ME 2.0, který má nosnost 2000 kg a max. výšku zdvihu 1890 mm (obr. 2.5.).

Další firma **Finn Tools** vyrábí zvedák o nosnosti 2000 kg a maximální výšce zdvihu 1940 mm (obr. 2.6. a obr. 2.7.).

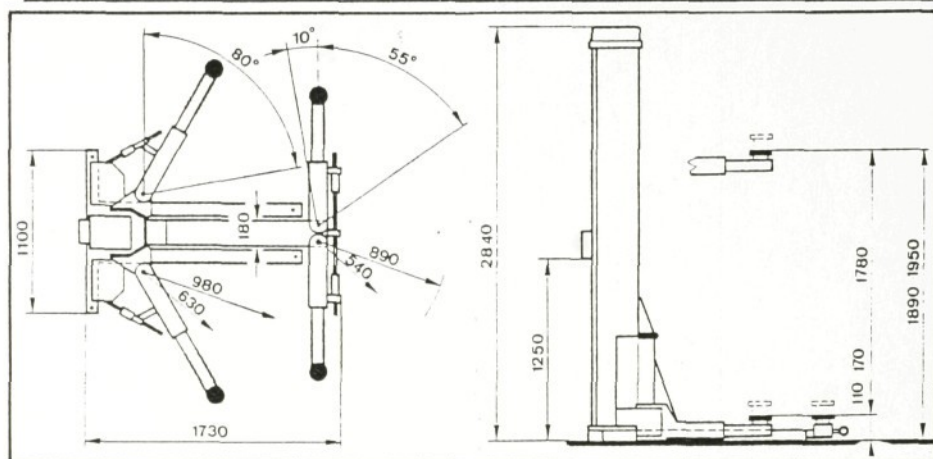


Obr. 2.3. Jednostojanový zvedák Ravaglioli

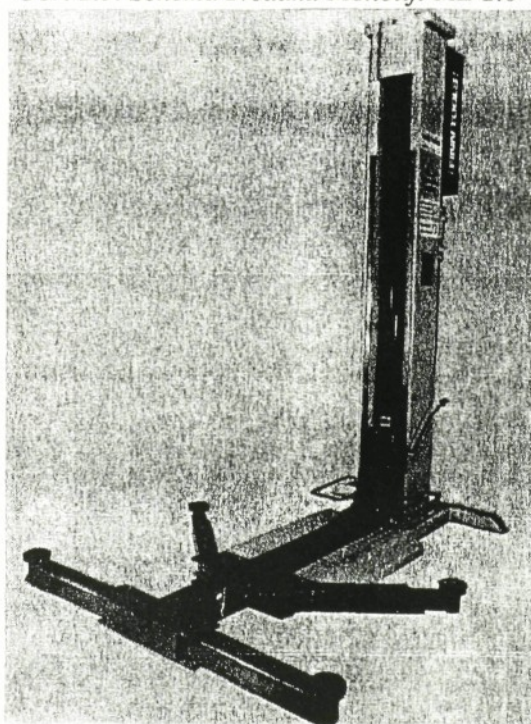


Obr. 2.4. Náčrt zvedáku Ravaglioli

Firma **Remo** produkuje zvedáky Profi 3000/1 (obr. 2.8. a obr. 2.10.) a Profi 3000/1F (obr. 2.9.). Oba zvedáky mají nosnost 2000 kg a maximální výšku zdvihu 1940 mm. Zvedáky se od sebe liší pouze konstrukcí ramen a jejich upevněním na rám.



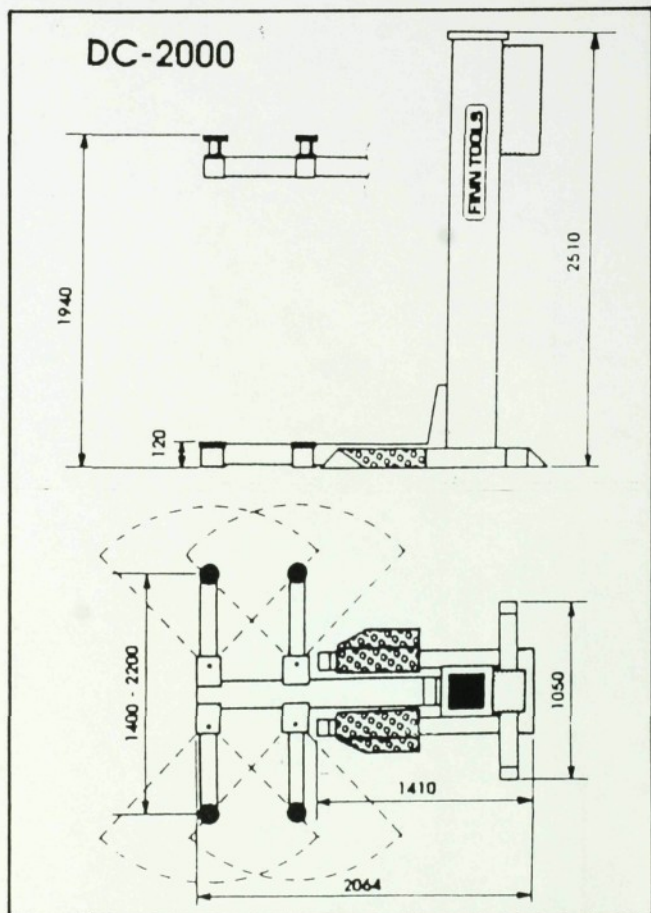
Obr. 2.5. Schema zvedáku Monolift ME 2.0



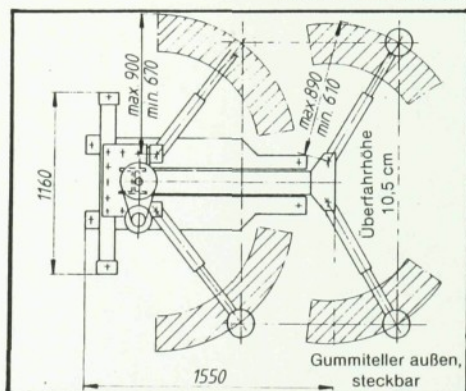
Obr. 2.6. Jednostojanový zvedák Finn Tools

Společnost **Kimm** vyrábí zvedáky Kimm 70025 (obr. 2.11. a obr. 2.12.) a Kimm 70125, které mají maximální výšku zdvihu 1800 kg. Kimm 70025 má nosnost 850 kg a Kimm 70125 má nosnost 870 kg.

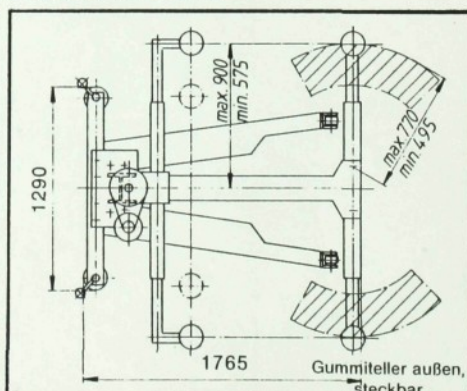
OMCN S.p.A. vyrábí zvedák o nosnosti 2000 kg a maximální výšce zdvihu 1850 mm (obr. 2.13. a obr. 2.14.).



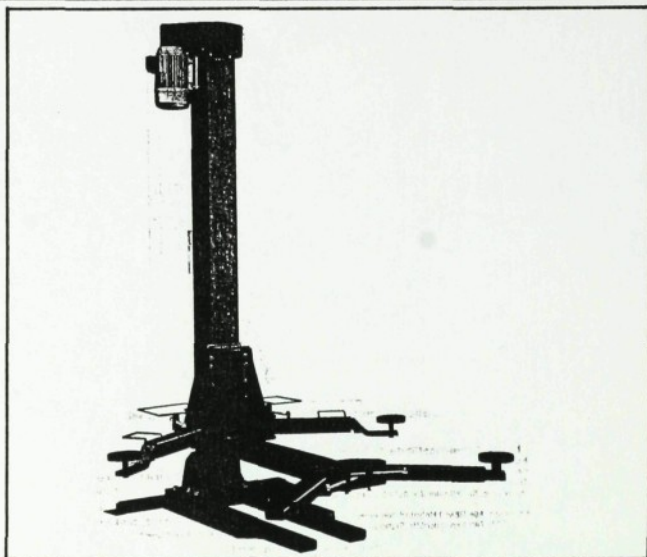
Obr. 2.7. Náčrt zvedáku Finn Tools



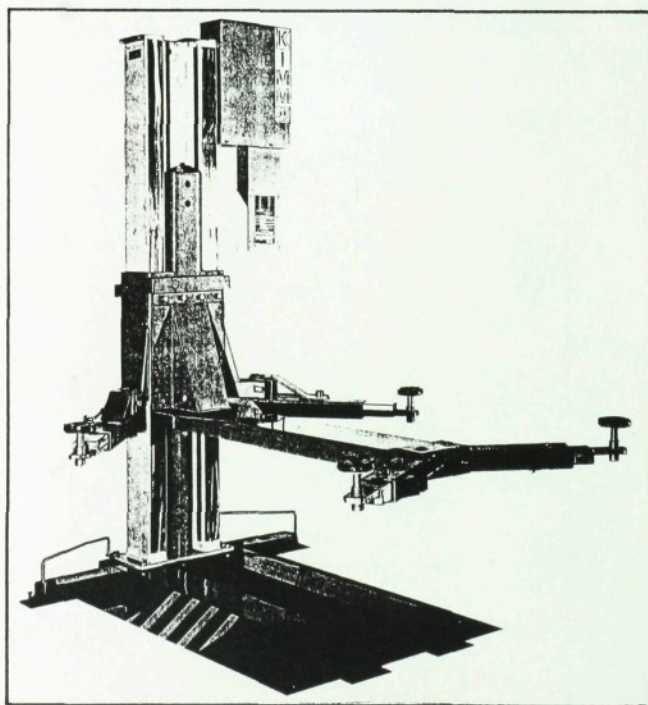
Obr. 2.8. Zvedák Profi 3000/1



Obr. 2.9. Zvedák Profi 3000/1F

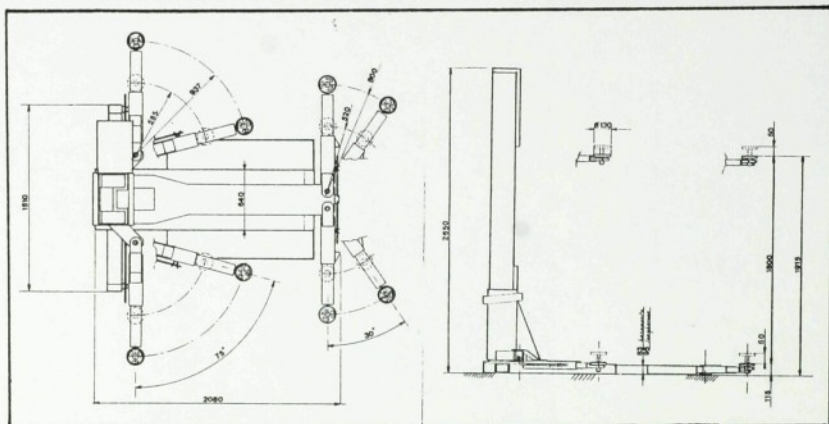


Obr. 2.10. Jednostojanový zvedák Profi 3000/1

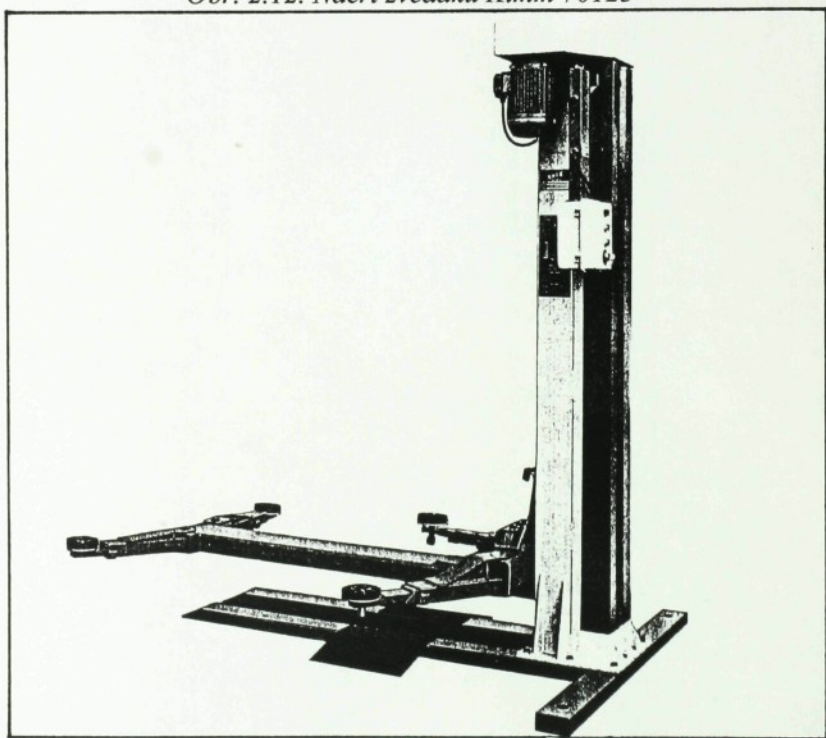


Obr. 2.11. Jednostojanový zvedák Kimm 70025

Firma **Consul** prodává zvedák Consul typ 1.20 (obr. 2.15. a obr. 2.16.) s nosností 2000 kg a maximální výškou zdvihu 1950 mm.



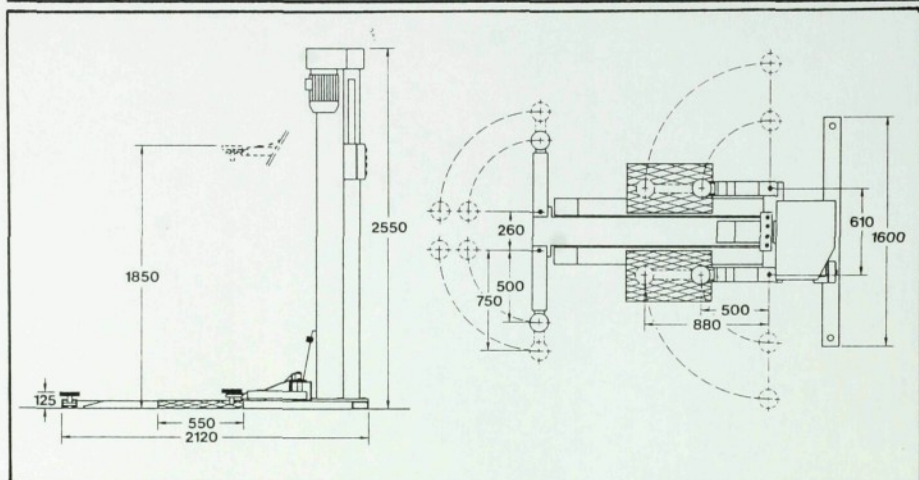
Obr. 2.12. Náčrt zvedáku Kim 70125



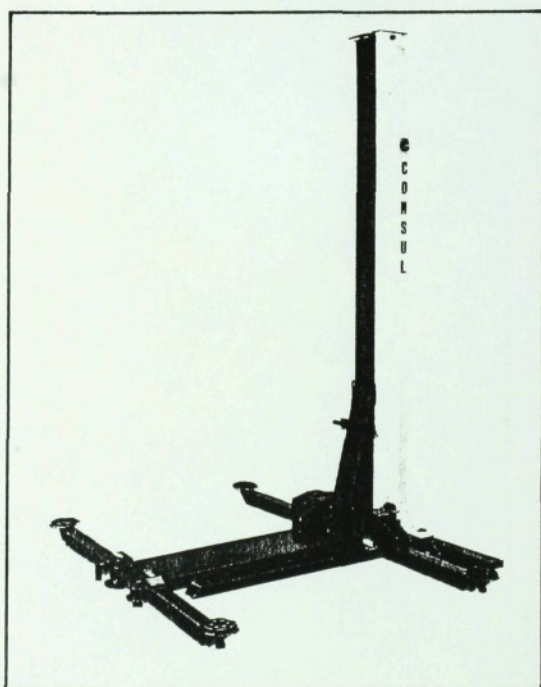
Obr. 2.13. Jednostojanový zvedák OMCN

Posledním výrobcem, jehož prospekty mi byly k dispozici, je firma **BAZ Bratislava**. Vyrábí zvedáky HZ 2010 a EZ 2011 (obr. 2.17.) s nosností 2000 kg a maximální výškou zdvihu 2000 mm.

Podle průzkumu firmy FEREX - ŽSO Liberec s. s. r. o. se v České republice jednostojanové zvedáky pro osobní automobily nevyrábějí. Tyto



Obr. 2.14. Náčrt zvedáku OMCN



Obr. 2.15. Jednostojanový zvedák Consul

zvedáky lze vyrobit v ŽSO - Ferex Liberec výhradně z komponentů vyráběných v ČR. Při parametrech srovnatelných s výše uvedenými výrobky, může konkurovat nižší cenou.

3 Zadání úkolu a přehled norem, které musí zvedák splňovat

3.1 Zadání úkolu

Firma FEREX - ŽSO spol. s r.o. LIBEREC, pro kterou je studie zvedáku zpracovávána, stanovila tyto základní parametry zvedáku:

- nosnost	2500 kg
- výška zdvihu max.	2000 mm
- výška zdvihu min.	150 mm
- délka ramen max.	800 mm
- délka ramen min.	540 mm
- vzdálenost mezi rameny u sloupu a na trámu	800 mm
- čas zdvihu	50 s $\pm$ 10 s

3.2 Bezpečnostní předpisy a normy

3.2.1 Spoje

Při navrhování a kontrole spojů (šroubových i svarových) jsem se řídil ČSN 73 1401 - Navrhování ocelových konstrukcí.

3.2.2 Nosné prvky

Při výpočtu ramen, trámu a stojanu zvedáku jsem použil ČSN 73 1401 - Navrhování ocelových konstrukcí. Pro nosný šroub, nosnou matici a pojistnou matici jsem použil [1].

3.2.3 Elektrická instalace

Elektrické ovládání zvedáku musí splňovat ČSN 33 2200 - Elektrotechnické předpisy, elektrická zařízení pracovních strojů. V této normě jsou nejdůležitější tyto její části:

- oddíl 8. - Řídící přístroje
 - článek 8.1.1 - Umístění a montáž řídících přístrojů
 - článek 8.1.2 - Ochrana přístrojů řídících obvodů
 - článek 8.1.3 - Zásuvkové spojení řídících přístrojů

- článek 8.1.4 - Polohová čidla - včetně koncových spínačů
- článek 8.2 - Ručně ovládané spínače a světelná návěstí
- oddíl 9. - Vodiče a kabely

Elektromotor musí splňovat ČSN 33 2190 - Elektrotechnické předpisy, připojování el. strojů a pohonů s elektromotory. Pro volbu elektromotoru je nejdůležitější článek 3.1.2, kde se uvádí: "Výkon motoru je nutno volit tak, aby byl v provozu převážně plně zatížen. Při tom se má počítat s možností krátkodobého, příslušnými normami nebo technickými podmínkami dovoleného přetížení . . ."

3.2.4 Stabilita

Jednostojanový zvedák konstruuji jako zařízení které není mobilní . Jeho stabilitu zajistím upevněním pomocí kotvicích šroubů k podlaze. Kotvící šrouby se zabetonují do základové betonové desky a to alespoň v délce 200 mm .

3.2.5 Povrchová úprava zvedáku

Při návrhu povrchové úpravy zvedáku se řídím ČSN 03 8240 - Volba nátěrů pro ochranu kovových technických výrobků proti korozi. Podle této normy jsou pro zvedací mechanismy doporučeny tyto druhy nátěrů:

- alkydový na vzduchu schnoucí nátěr pro atmosferické podmínky

Složení:

- základní protikorozní nátěr
- podkladový nátěr
- 2x vrchní nátěr
- tloušťka nátěru 0,12 mm

- ochranný nátěr z disperzních barev

Složení:

- základní protikorozní nátěr
- 2x vrchní nátěr z disperzní barvy nebo emailu
- tloušťka nátěru 0,1 mm

- ochranný nátěr s disperzním základním nátěrem

Složení:

- základní protikorozní nátěr z disperzní barvy
- 2x vrchní nátěr akrylátového typu
- tloušťka nátěru 0,12 mm

4 Řešení úkolu

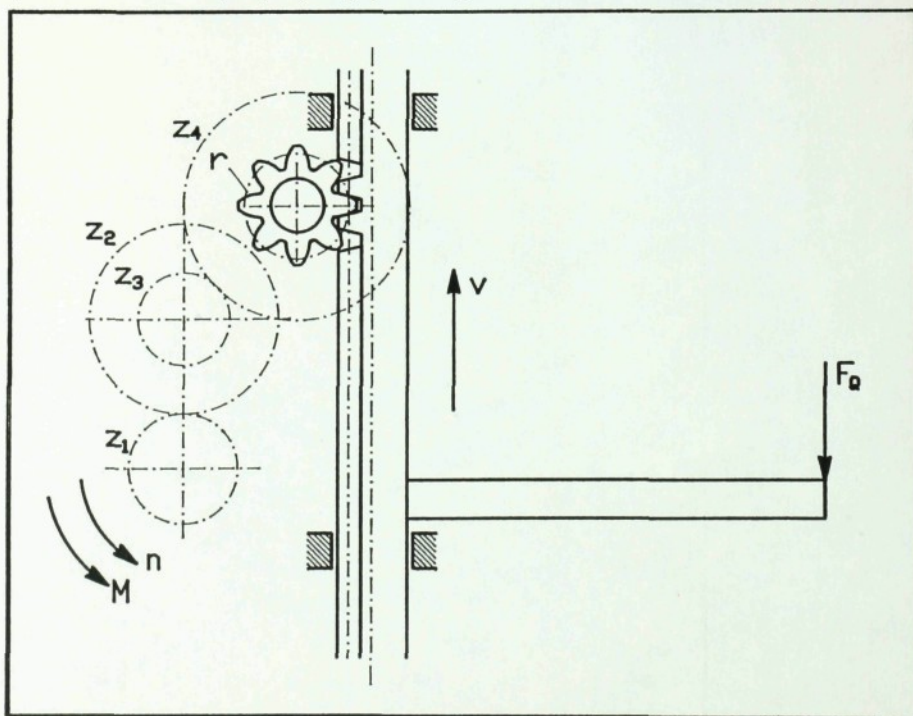
4.1 Návrh variant řešení, jejich posouzení a výběr vhodné varianty řešení

V této části práce se především zaměřuji na návrh způsobu vyvolání zvedací síly, způsobu vedení vozíku po sloupu zvedáku a na rozmístění ramen na trámu zvedáku.

4.1.1 Návrh způsobu vyvolání zdvihací síly

Zvedák může vyvolat zvedací sílu hlavně *mechanicky*, *hydraulicky* a *pneumaticky*. Mezi mechanické zvedáky patří především hřebenové a šroubové zvedáky.

Hřebenový zvedák (obr. 4.1.) je těleso, ve kterém se pomocí ozubeného převodu axiálně pohybuje tyč, která přenáší hlavně axiální sílu vyvolanou



Obr 4.1. Schema hřebenového zvedáku

zvedaným břemenem (může to být i naopak: ozubený převod s hnacím motorem se pohybuje po pevné ozubené tyči a zvedá břemeno). Moment M od hnacího elektromotoru se nejčastěji přenáší dvěma páry ozubených převodů a pastorkem na ozubenou tyč. Protože hřebenový zvedák není samosvorný, musíme ho zajistit ve vysunuté poloze proti nežádoucímu posuvu směrem dolů pomocí zubové zdrže.

Z rovnováhy momentů na pastorku vyplývá, že:

$$F_c \cdot r = M \cdot i \cdot \eta_c \quad (\text{N.m}) \quad (4.1)$$

Ze vzorce (4.1) můžeme určit velikost celkového převodu ozubenými koly:

$$i = \frac{F_c \cdot r}{M \cdot \eta_c} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad (1) \quad (4.2)$$

Při otáčkách elektromotoru n (1/s) bude zvedací rychlost břemene:

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r \cdot n}{i} \quad (\text{m/s}) \quad (4.3)$$

Jak uvádí [8], pohybuje se celková účinnost hřebenového zvedáku mezi 0,65 a 0,8.

Ve **šroubovém zvedáku** (obr. 4.3.) je hlavním převodovým mechanismem pohybový šroub s maticí. Zdvihacím prvkem je šroub, nebo matice.

Teoretický hnací moment v ose šroubu je:

$$M_t = F_c \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg} \gamma \quad (\text{N.m}) \quad (4.4)$$

Skutečný hnací moment v ose šroubu je:

$$M_t = F_c \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi) \quad (\text{N.m}) \quad (4.5)$$

Ze vztahů (4.4) a (4.5) můžeme vyjádřit účinnost šroubu:

$$\eta_s = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (1) \quad (4.6)$$

Třecí úhel φ ze vztahů (4.4) až (4.6) můžeme určit z tohoto vzorce:

$$\varphi = \arctg f' \quad (^\circ) \quad (4.7)$$

Součinitel tření v závitech je přibližně:

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\beta}{2}} \quad (-) \quad (4.8)$$

Celková účinnost šroubového zvedáku je:

$$\eta_c = \eta_{pr} \cdot \eta_s \quad (1) \quad (4.9)$$

Jak se uvádí v [8], bývá celková účinnost šroubových zvedáků mezi 30 a 40 %. Samosvornost šroubu nastává při úhlu $\gamma \leq (4 \div 6)^\circ$. Podmínka samosvornosti je:

$$\tg \gamma < f' \quad (1) \quad (4.10)$$

Hydraulické zvedáky (obr. 4.2.) mají jako zdvihací prvek píst, na který tlačí kapalina v nepohyblivém válci nebo naopak se zvedá válec a píst je nepohyblivý. Tento přímočarý hydromotor může být jednoduchý nebo teleskopický. Kapalinu do hydromotoru dodává zpravidla rotační hydrogenerátor, který je poháněn elektromotorem.

Potřebný tlak ve zvedacím hydromotoru určíme ze vzorce:

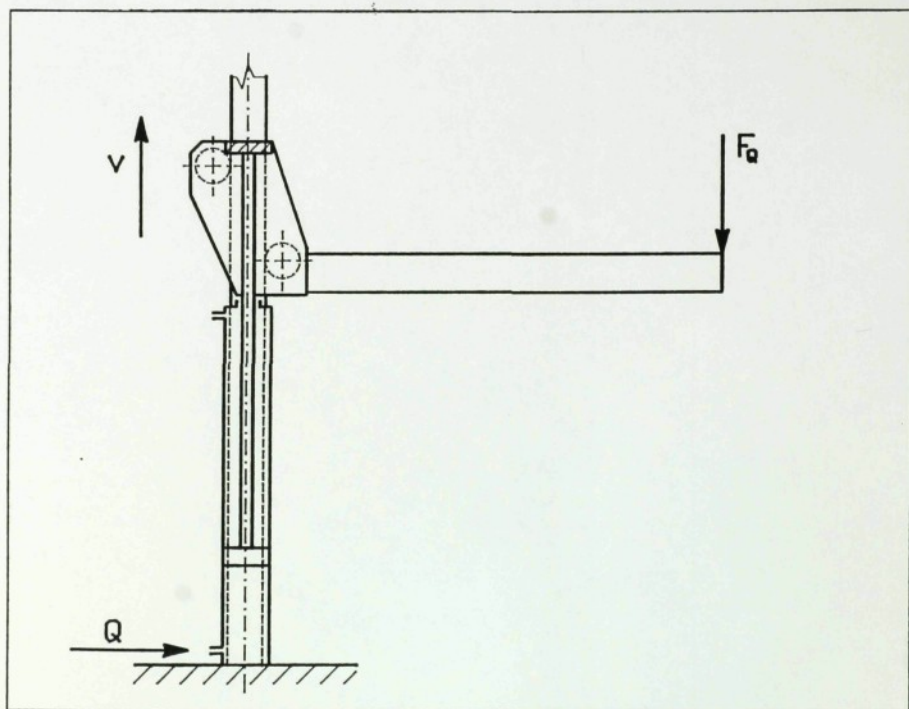
$$p_m = \frac{F_c}{S_p} \quad (\text{Pa}) \quad (4.11)$$

Potřebné průtočné množství kapaliny dodávané do hydromotoru můžeme vyjádřit v závislosti na rychlosti pohybu pístu ve válci:

$$Q = \frac{v \cdot S_p}{\eta_Q} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (4.12)$$

Celková účinnost η hydraulického zvedáku závisí na tlakových a objemových účinnostech celého hydraulického obvodu. Maximální celková účinnost se může pohybovat až okolo 85 %.

K zajištění břemene v jakékoli poloze musíme použít hydraulický zámek předřazený těsně před hydromotor nebo přímo zastavěný do hydromotoru.



Obr. 4.2. Schema hydraulického (pneumatického) zvedáku

Pneumatický zvedák (obr. 4.2.) je založen na stejném principu jako hydraulický zvedák. Na místo kapaliny se používá stlačený vzduch. Jak uvádí [8], pneumatické zvedáky jsou vyráběny pro nosnosti od 125 do 1500 kg při tlaku vzduchu 0,6 MPa. Výška zdvihu bývá od 0,5 do 1,8 metru.

Výhody a nevýhody jednotlivých typů zvedáků:

Hřebenový zvedák:

Výhody:

- jednoduchá konstrukce
- velká celková účinnost (65 - 80 %)

Nevýhody:

- zvedák není samosvorný, břemeno musíme zajistit ve vysunuté poloze pomocí zubové zdrže, která by byla při nosnosti zvedáku 2500 kg hodně masivní
- vysoké převodové číslo i při použití běžného elektromotoru, jak vyplývá ze vztahu (4.3)
- pokud elektromotor spojený s trámem pojíždí po ozubeném hřebenu, který je součástí stojanu, musíme vyřešit přenos elektrické energie k tomuto elektromotoru

- pokud se vysouvá ozubená tyč spojená s trámem a elektromotor je připojen pevně na stojan, bude celková výška zvedáku při max. zdvihu téměř dvojnásobná vůči celkové výšce zvedáku v dolní poloze

Šroubový zvedák:

Výhody:

- samosvornost šroubového převodu
- nenáročnost na přesnost výroby
- levná výroba

Nevýhody:

- nižší celková účinnost zvedáku (30 - 40 %)

Hydraulický zvedák:

Výhody:

- můžeme spojitě řídit rychlost zvedání
- nízká hodnota poměru hmotnosti přímočarého hydromotoru k přenášenému výkonu
- pohyblivé části hydromotoru jsou dokonale mazány

Nevýhody:

- nutnost samostatného energetického bloku (nádrž, hydrogenerátor, čističe kapaliny, atd.), který je velmi drahý
- pokud použijeme jednoduchý přímočarý hydromotor bude velká celková výška zvedáku při max. zdvihu (téměř dvojnásobná oproti celkové výšce zvedáku v dolní poloze). Tuto nevýhodu můžeme částečně eliminovat použitím teleskopického přímočarého hydromotoru, nebo za cenu komplikovanější konstrukce odstranit úplně, např. pomocí přímočarého hydromotoru, který bude přenášet sílu na trám pomocí řetězového převodu (podobně jako zvedací zařízení u vysokozdvížných vozíků.
- proti mechanickým pohonům je hydraulický pohon několikanásobně dražší
- samosvornost musíme zajistit hydraulickým zámkem, který dále zvyšuje cenu zvedáku

Pneumatický zvedák:

Výhody:

- v provozech s centrálním rozvodem stlačeného vzduchu nemusíme mít samostatný energetický blok zvedáku

Nevýhody:

- malá statická tuhost a obtížné udržení rovnoměrného pohybu zvedáku
- při použití jednoduchého přímočarého motoru bude velká celková výška zvedáku při max. zdvihu

- není samosvorný
- používá se do nosnosti 2500 kg a výšky zdvihu 1,8 m

Výběr vhodné varianty řešení:

Stanovil jsem tyto hlavní kritéria, která musí pohon zvedáku splňovat:

1. nosnost 2500 kg a výška zdvihu břemene nejméně 2000 mm,
2. samosvornost zvedáku,
3. nízká cena pohonu.

Kritérium č. 1 splňují hřebenový, šroubový a hydraulický zvedák. Druhé kritérium splňuje bez dodatečných zařízení pouze převod šroubem a maticí (tj. šroubový zvedák). Podle posledního kritéria jsou nejvhodnější hřebenový a šroubový zvedák.

Zvolil jsem koncepci šroubového zvedáku, protože splňuje všechny mnou stanovená kritéria.

4.1.2 Návrh způsobu vedení vozíku po sloupu zvedáku

Pro vedení vozíku po stojanu zvedáku jsem navrhl následující tři varianty:

Varianta č. 1: (obr. 4.3.)

Tento způsob vedení vozíku použila italská firma Orlandini u svého jednostojanového zvedáku o nosnosti do 2500 kg. V této variantě se vozík pohybuje po kluzném vedení na vnější straně sloupu stojanu, které zachycuje klopné momenty. Převod šroubem a maticí, který přenáší svislou sílu a zajišťuje pohyb vozíku ve vertikálním směru, je umístěn uvnitř sloupu.

Varianta č. 2: (obr. 4.4.)

V této variantě je vozík umístěn uvnitř sloupu. Klopné momenty zachycuje kluzné vedení a svislou sílu spolu s pohybem ve svislém směru zajišťuje převod šroubem a maticí.

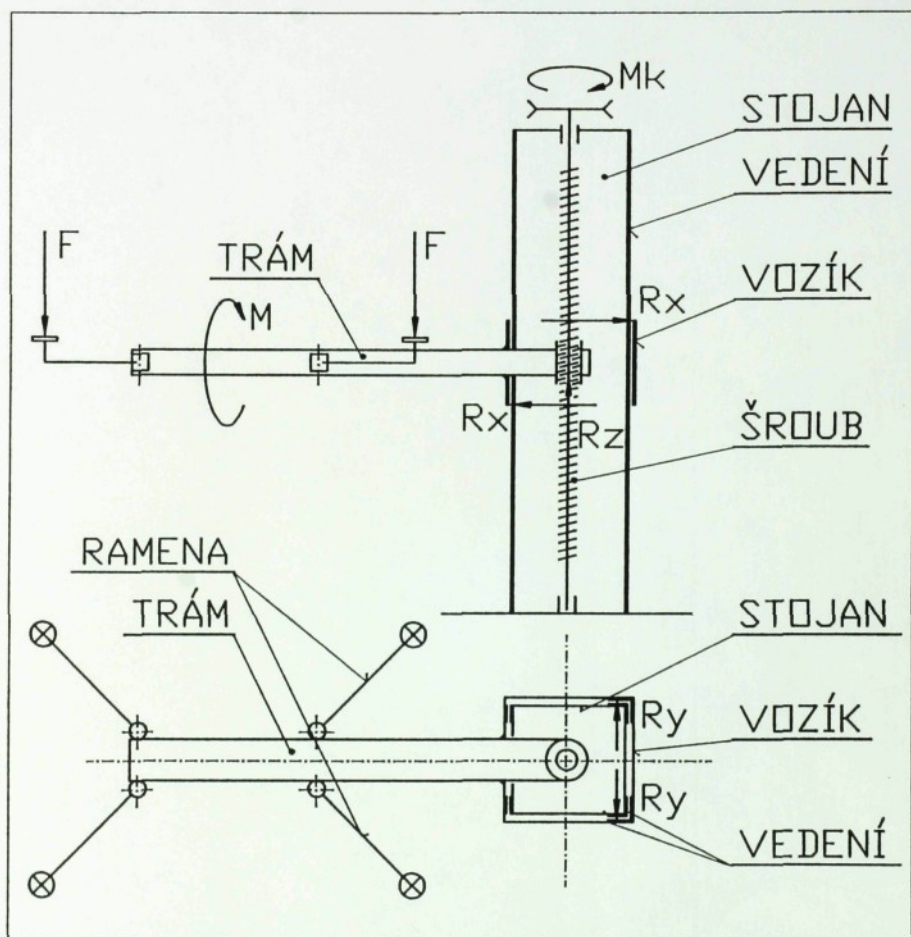
Varianta č. 3: (obr. 4.5.)

Tato varianta je shodná s variantou č. 2, pouze moment M_x se zachycuje valivým vedením.

Výběr vhodné varianty řešení:

Při použití kluzného vedení je třecí síla:

$$F_t = f \cdot R \quad (4.13)$$



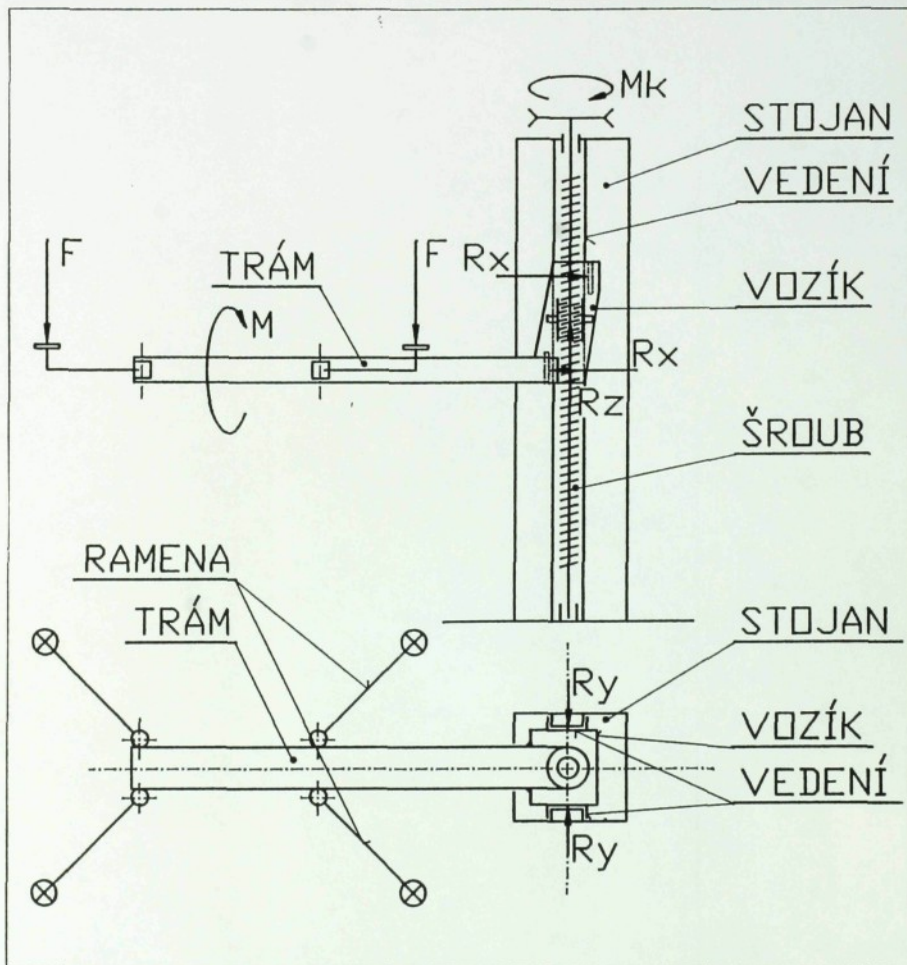
Obr. 4.3. Náčrt vedení vozíku po sloupu - varianta č.1

Podle [8] str. 188, je pro tření materiálů ocel - ocel (mazané, za pohybu) $f = 0,05$ až $0,1$. Pak je třecí síla:

$$F_t = 0,1 \cdot R \quad (4.14)$$

Při použití valivého vedení je síla odporu valení:

$$F_v = R \cdot \frac{f}{r} \quad (4.15)$$

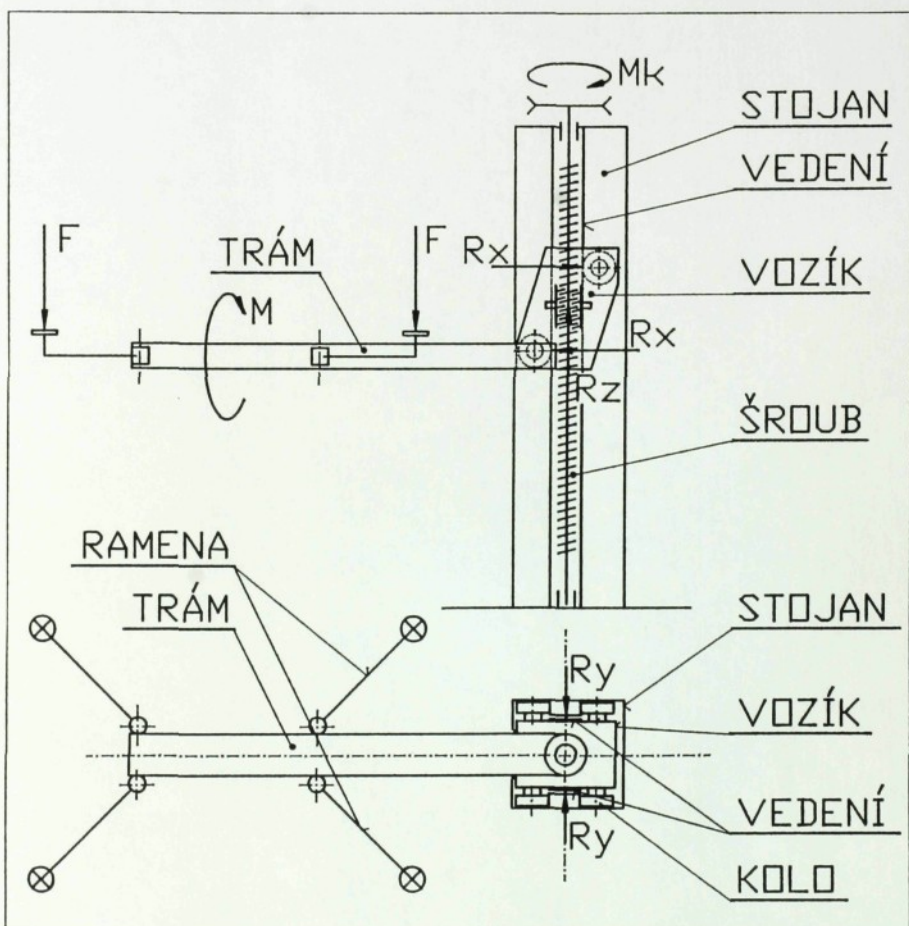


Obr. 4.4. Náčrt vedení vozíku po sloupu - varianta č.2

Podle [8] str. 194, je pro materiály měkká ocel - měkká ocel rameno valivého odporu $\xi = 0,05$ mm. Pokud zvolím kladku s poloměrem $r = 60$ mm, pak bude síla odporu valení:

$$F_v = R \cdot \frac{0,05}{60} = 0,000833 \cdot R \quad (4.16)$$

Ze vztahů (4.14) a (4.16) jasně vyplývá, že síla odporu valení valivého vedení je řádově stokrát menší než třecí síla kluzného vedení. Z hlediska velikosti odporových sil je výhodnější valivé vedení. Pro zachycení menších reakcí je dostačující kluzné vedení. Proto volím pro zachycení reakcí R_x valivé vedení a pro zachycení reakcí R_y kluzné vedení, t.j. *variantu číslo 3*.



Obr. 4.5. Schema vedení vozíku - varianta č.3

4.1.3 Návrh rozmístění ramen na trámu zvedáku

Varianta č. 1 (např. obr. 2.3. a 2.5.)

Toto řešení použila například firma Ravaglioli pro konstrukci svého jednostojanového zvedáku. Dvě ramena jsou uchycena otočně na trámu a dvě ramena jsou uchycena (také otočně) přímo na vozíku. Výhodou tohoto řešení je menší zatížení trámu zvedáku. Nevýhodou je komplikovanější uchycení ramen na vozíku, pokud je minimální výška zdvihu pouze 150 mm.

Varianta č. 2 (např. obr. 2.7.)

Firma Finn Tools umístila u jednostojanového zvedáku všechna čtyři ramena přímo na trám. Dvojice ramen je umístěna v čepích na konci trámu a

druhá dvojice je umístěna otočně zhruba v polovině délky trámu. Výhodou této varianty je konstrukčně jednoduché řešení upevnění všech ramen (ramena jsou mimo půdorys základny stojanu). Nevýhodou tohoto řešení je vyšší namáhání trámu.

Rozhodl jsem se pro variantu číslo 2, protože varianta č.1 je obtížně technicky proveditelná.

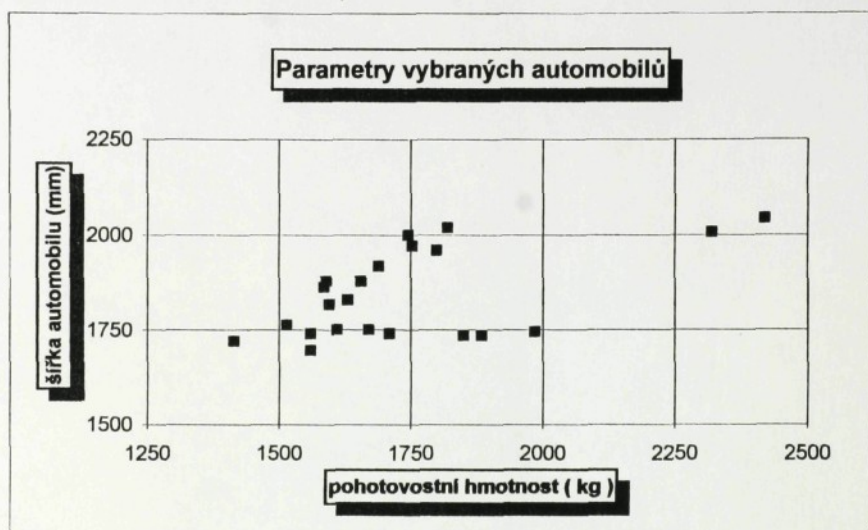
4.2 Rozbor silového zatížení zvedáku

V této části práce zjišťuji reakce, které vyvolá automobil na opěrky ramen zvedáku. Předpokládám, že je:

- maximální zatížení zvedáku 2500 kg,
- maximální vyosení těžiště vozidla v jeho podélné ose 400 mm (obr.4.7.),
- maximální šířka vozidla 2000 mm. Maximální šířku vozidla jsem stanovil podle průzkumu, který jsem provedl. Výsledky průzkumu jsem shrnul do tabulky 4.1. a do grafu 4.1. (u několika vozidel šířka přesáhla 2000 mm. Šířku vozidla můžeme snížit sklopením zpětných zrcátek.).

Značka a typ vozu	Pohot. hmotnost kg	Šířka vozu mm
Audi Avant S2	1560	1695
Bentley Continental R	2420	2044
Bentley Mulsanne S	2320	2008
BMW M5	1670	1751
BMW 525i touring	1610	1751
Bugatti EB 112	1800	1960
Cadillac Allante	1585	1864
Cadillac Aurora	1590	1880
DAF VH 435 ET Turbo	1820	2020
Ferrari 456 GT	1690	1920
Fiat Ducato Maxi	1745	2000
Ford Transit Topline	1753	1972
Chrysler Voyager 3.3 LE	1630	1830
Mercedes-Benz - třída C	1415	1720
Mercedes-Benz 300 CE-24 Cabriolet	1710	1740
Mercedes-Benz 300 TD	1560	1740
Nissan Patrol GR	1885	1735
Nissan Terrano II TD	1850	1735
Opel Monterey LTD	1985	1745
Opel Senator 3000 24V Automatic	1515	1763
Pontiac Trans-sport	1655	1880
Renault Safrane	1595	1818

Tab. 4.1. Parametry vybraných automobilů



Graf 4.1. Parametry vybraných automobilů

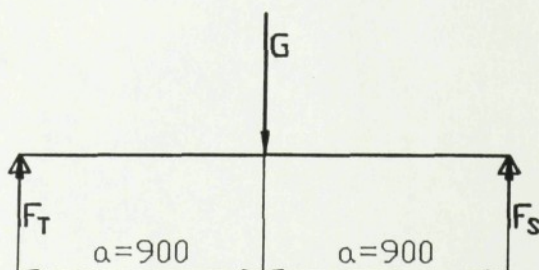
Tíha vozidla:

$$G = m \cdot g = 2500 \cdot 9,81 = 24525 \text{ N}$$

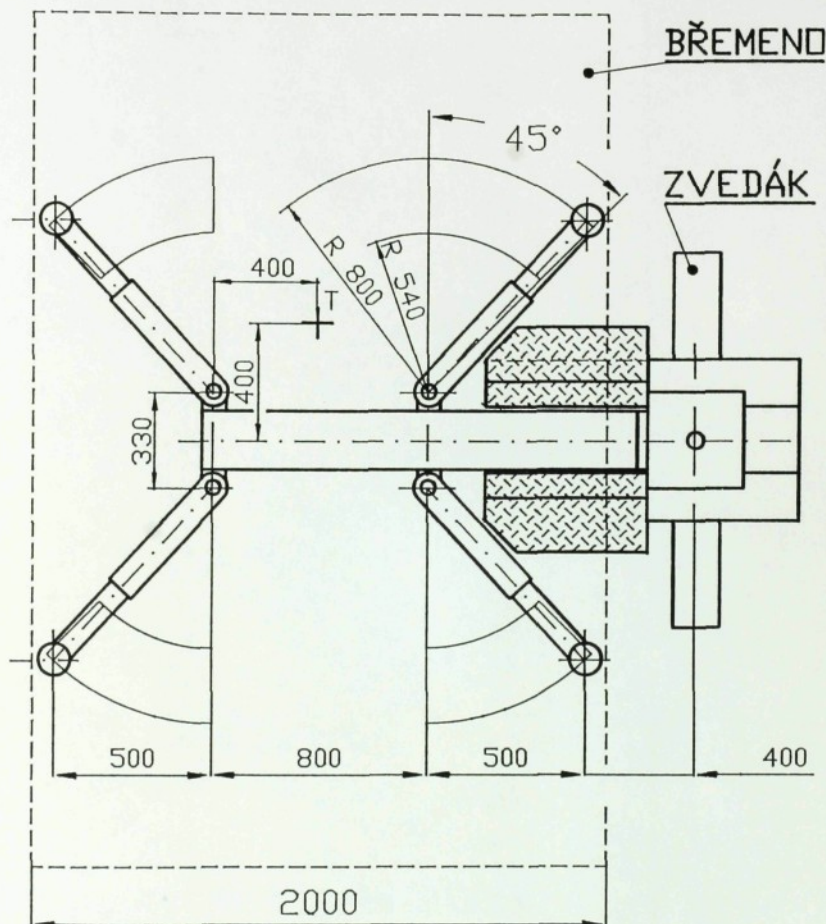
Výpočet reakcí F_S, F_T (obr. 4.6.):

$$M: G \cdot a - 2 \cdot F_S \cdot a = 0$$

$$F_S = \frac{G}{2} = 12262,5 \text{ N}$$



Obr. 4.6. Působení zatížení na ramena



Obr. 4.7. Náčrt zvedáku s jeho hlavními rozměry

$$F: F_T + F_S - G = 0$$

$$F_T = G - F_S = 12262,5 N$$

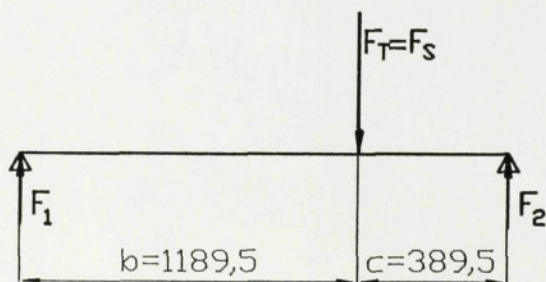
Výpočet reakcí F_1, F_2 (obr. 4.8.):

$$M: F_T \cdot b - F_2 \cdot (b + c) = 0$$

$$F_2 = F_T \cdot \frac{b}{b + c} = 12262,5 \cdot \frac{1189,5}{1189,5 + 389,5} = 9237,6 N$$

$$F: F_T - F_1 - F_2 = 0$$

$$F_1 = F_T - F_2 = 12262,5 - 9237,6 = 3024,9 \text{ N}$$



Obr. 4.8. Síly působící na ramena

5 Výpočty a pevnostní kontroly

5.1 Výpočty a pevnostní kontrola nosných částí

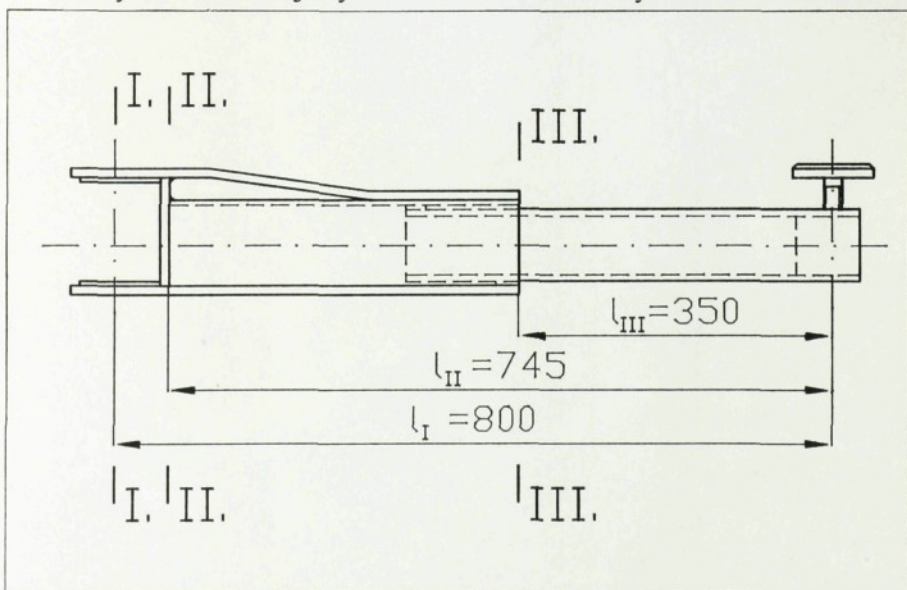
V této části práce provádím pevnostní kontroly hlavních částí zvedáku (ramena, trám, vozík, pohon, stojan).

5.1.1 Kontrola ramen

Každé rameno zvedáku je složené z pevné části, která je čepem uchycena na trám, a z výsuvné části.

Ramena kontroluji na statický ohyb ve třech místech (obr. 5.1.), ve kterých jsou pravděpodobně nejvíce namáhána. Řez ve kterém je největší ohybové napětí kontroluji na dynamické namáhání.

Pevné rameno je svařenec z plochých tyčí a tlustých plechů z materiálu 11 373. Výsuvné rameno je vyrobeno z čtvercové trubky z materiálu 11 353.



Obr. 5.1. Rameno

Statická kontrola na ohyb:

Materiálové hodnoty:

Mez pevnosti R_m a mez kluzu R_e jsou podle [4]. k_{min} volím podle [2], tab. I - 5.

materiál	R_e [MPa]	R_m [MPa]	R_e/R_m [MPa]	k_{min}
11 353	235	341	0,69	1,4 až 1,8
11 373	235	363	0,65	1,4 až 1,8

Řez I.-I. (obr. 5.2.)

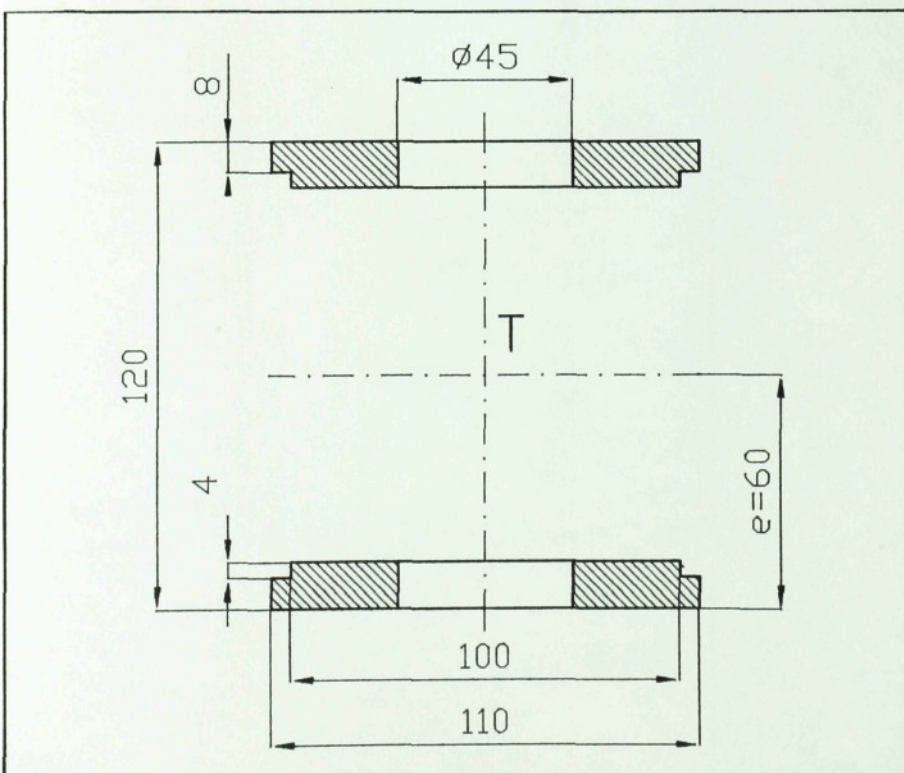
Osový kvadratický moment průřezu:

$$I = \sum_{i=1}^2 I_i \quad (5.1)$$

$$I_1 = \frac{(110 - 45) \cdot (120^3 - 104^3)}{12} = 3266987 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \frac{(100 - 45) \cdot (104^3 - 96^3)}{12} = 1100587 \text{ mm}^4$$

$$I = I_1 + I_2 = 3266987 + 1100587 = 4367574 \text{ mm}^3$$



Obr. 5.2. Rameno - řez I.-I.

Těžiště:

V řezu I-I je rameno symetrické podle vodorovné osy, proto leží těžiště v této ose.

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{I}{e} = \frac{4367574}{60} = 72793 \text{ mm}^3 \quad (5.2)$$

Ohybový moment:

Největší ohybový moment v řezu I.-I. je při maximálním vysunutí výsuvného ramene a zatížení silou F_2 .

$$M_o = F_2 \cdot l_I = 9237,60,8 = 7390,1 \text{ N.m} \quad (5.3)$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o \cdot 1000}{W_o} = \frac{7390,1 \cdot 1000}{72793} = 101,52 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{101,52} = 2,31 > 1,8 = k_{\min} \quad (5.5)$$

VYHOVUJE

Řez II.-II. (obr. 5.3.)

Plocha průřezu:

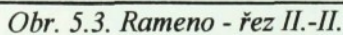
$$S = \sum_{i=1}^4 S_i \quad (5.6)$$

$$S_1 = S_4 = 8 \cdot 110 = 880 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = 5 \cdot 95 = 475 \text{ mm}^2$$

$$S_3 = 10 \cdot 85 = 850 \text{ mm}^2$$

$$S = 880 + 475 + 850 + 880 = 3085 \text{ mm}^2$$


$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^4 (S_i \cdot y_i)}{\sum_{i=1}^4 S_i} \quad (5.7)$$

$$y_T = \frac{880.116 + 475.95,5 + 850.50,5 + 880.4}{3085} = 62,85 \text{ mm}$$

$$I = \sum_{i=1}^4 I_i \quad (5.8)$$

$$I_i = \frac{b \cdot h^3}{12} + S_i \cdot (y_i - y_T)^2 \quad (5.9)$$

$$I_1 + I_4 = \frac{110.120^3 - 110.104^3}{12} + 2.880 \cdot (60 - 62,85)^2 = 5542545 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = \frac{95.5^3}{12} + 475 \cdot (95,5 - 62,85)^2 = 507350 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = \frac{10.85^3}{12} + 850 \cdot (50,5 - 62,85)^2 = 562643 \text{ mm}^4$$

$$I = 5542545 + 507350 + 562643 = 6612538 \text{ mm}^4$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{6612538}{62,85} = 105211 \text{ mm}^3 \quad (5.10)$$

Ohybový moment:

$$M_o = F_2 \cdot l_{II} \quad (5.11)$$

$$M_o = 9237,6 \cdot 0,745 = 6882 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Ohybové napětí:

$$\sigma_o = \frac{M_o \cdot 1000}{W_o} = \frac{6882 \cdot 1000}{105211} = 65,42 \text{ MPa} \quad (5.12)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{65,42} = 3,59 > 1,8 = k_{\min} \quad (5.13)$$

VYHOVUJE

Řez III.-III (obr.5.4).

Těžiště průřezu:

Těžiště je v průsečíku os souměrnosti průřezu.

Osový kvadratický moment průřezu:

$$I = \frac{A^4 - a^4}{12} = \frac{80^4 - 64^4}{12} = 1631552 \text{ mm}^4 \quad (5.14)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{I}{A/2} = \frac{1631552}{80/2} = 40789 \text{ mm}^3 \quad (5.15)$$

Ohybový moment:

$$M_o = F_2 \cdot l_{III} = 9237,60,35 = 3233,2 \text{ N.m} \quad (5.16)$$

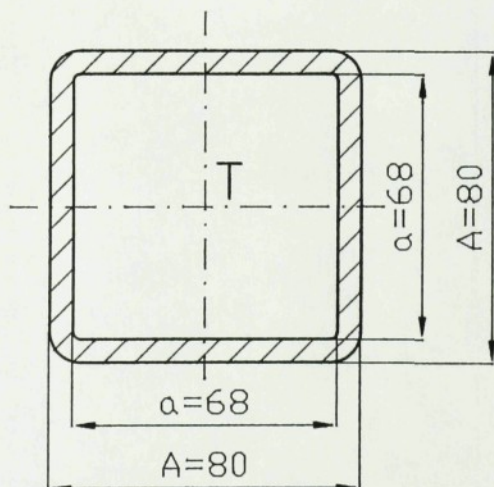
Ohybové napětí:

$$\sigma = \frac{M_o \cdot 1000}{W_o} = \frac{3233,2 \cdot 1000}{40789} = 79,26 \text{ MPa} \quad (5.17)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{235}{79,26} = 2,96 > 1,8 \quad (5.18)$$

VYHOVUJE



Obr. 5.4. Rameno - řez III.-III.

Kontrola na únavovou pevnost:

Při kontrole na únavovou pevnost postupují podle ČSN 73 1401. Kontrolují rameno pouze v řezu I.-I., ve kterém je výrazně vyšší statické ohybové napětí.

Rozkmit napětí:

$$\Delta\sigma = n_{\dot{u}} \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \cdot \psi \quad (5.19)$$

$$\Delta\sigma = 0,85 \cdot (101,52 - 0) \cdot 1,074 = 92,68 \text{ MPa}$$

Součinitel zatížení při únavě:

Podle tab. 31, ČSN 731401 volím $n_{\dot{u}} = 0,85$.

Dynamický součinitel:

$$\psi = 1 + 2 \cdot v \quad (5.20)$$

$$\psi = 1 + 2 \cdot 0,037 = 1,074$$

Výpočtová pevnost:

$$R_{\dot{u}} = m_1 \cdot m_2 \cdot 170 \text{ MPa} \quad (5.21)$$

$$R_{\dot{u}} = 0,63 \cdot 1,5 \cdot 170 = 160,6 \text{ MPa}$$

Součinitel koncentrace napětí:

Podle tab. 32, ČSN 73 1401 volím $m_1 = 0,63$.

Součinitel časové pevnosti:

Podle tab. 33, ČSN 73 1401 volím $m_2 = 1,5$.

Únavová bezpečnost:

$$k = \frac{R_{\dot{u}}}{\Delta\sigma} = \frac{160,6}{92,68} = 1,73 \quad (5.22)$$

VYHOVUJE

**Kontrola na otláčení opěrných plošek
mezi pevnou a výsuvnou částí ramene (obr. 5.5).**

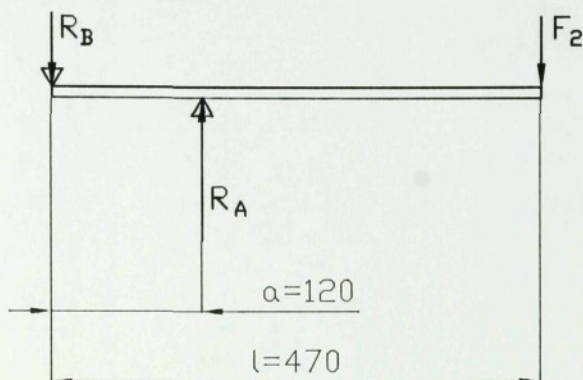
Síly působící v opěrných ploškách:

$$\text{F: } R_B - R_A + F_2 = 0 \quad (5.23)$$

$$\text{M: } F_2 \cdot l - R_A \cdot a = 0 \quad (5.24)$$

$$R_A = \frac{F_2 \cdot l}{a} = \frac{9237,6 \cdot 470}{120} = 36180,6 \text{ N}$$

$$R_B = R_A - F_2 = 36180,6 - 9237,6 = 26943 \text{ N}$$



Obr. 5.5. Síly působící v opěrných ploškách

Plocha opěrné plošky:

$$S = 64 \cdot 20 = 1280 \text{ mm}^2 \quad (5.25)$$

Tlak v opěrci:

$$p = \frac{R_A}{S} = \frac{36180,6}{1280} = 28,27 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} = p_D \quad (5.26)$$

Kontrola čepu (obr. 5.6.):

Síla Q:

$$Q = \frac{M_o}{b} = \frac{7390,1}{0,106} = 69717,9 \text{ N} \quad (5.27)$$

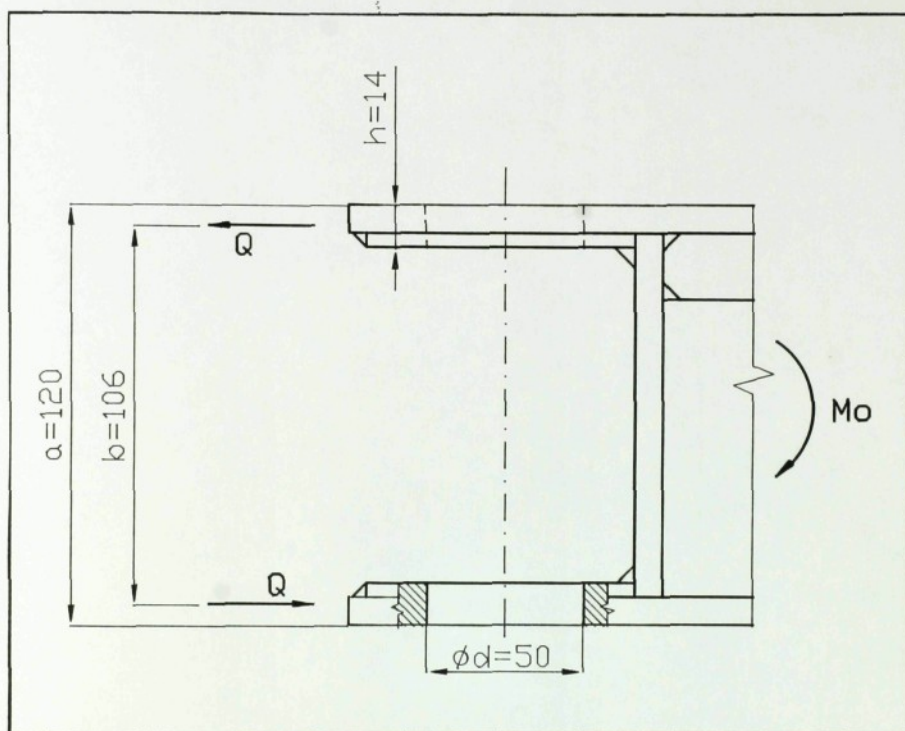
Průřez čepu:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1963,5 \text{ mm}^2 \quad (5.28)$$

Napětí ve stříhu:

$$\tau = \frac{Q}{S} = \frac{69717,9}{1963,5} = 35,51 \text{ MPa} < 50 \text{ MPa} = \tau_D \quad (5.29)$$

VYHOVUJE



Obr. 5.6. Síly v pásnicích

Plocha průřezu namáhaného na otláčení:

$$S = d \cdot h = 50 \cdot 14 = 700 \text{ mm}^2 \quad (5.30)$$

Tlak mezi čepem a pásnicí:

$$p = \frac{Q}{S} = \frac{69717,9}{700} = 99,6 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} \quad (5.31)$$

VYHOVUJE

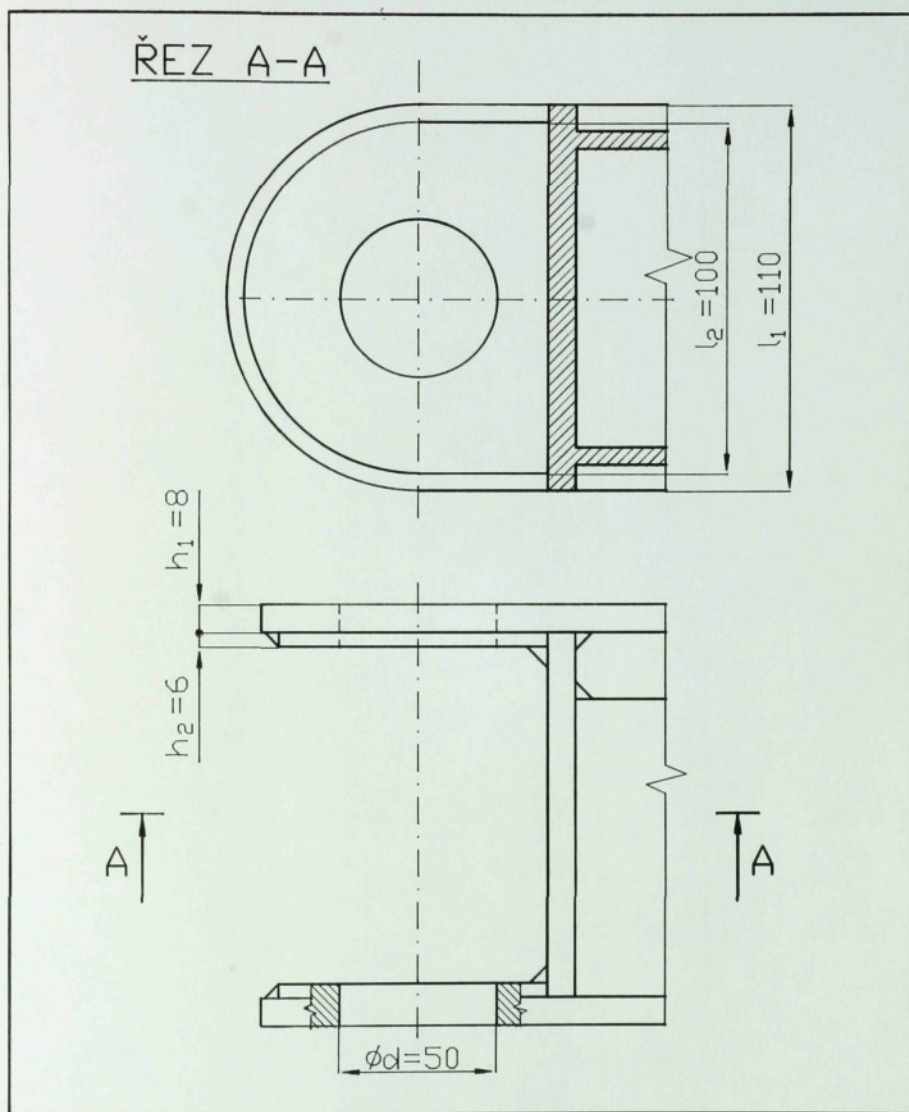
Kontrola pásnice (obr. 5.7.):

Plocha průřezu:

$$S = (l_1 - d) \cdot h_1 + (l_2 - d) \cdot h_2 = (110 - 50) \cdot 8 + (100 - 50) \cdot 6 = 780 \text{ mm}^2 \quad (5.32)$$

Napětí v pásnici:

$$\sigma = \frac{Q}{S} = \frac{69717,9}{780} = 89,38 \text{ MPa} \quad (5.33)$$



Obr. 5.7. Základní rozměry pásnic

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{235}{89,38} = 2,63 > 1,8 = k_{\min} \quad (5.34)$$

VYHOVUJE

Kontrola závitů opěrky (obr. 5.8.):Plocha průřezu jádra závitů: $S = 353 \text{ mm}^2$

Tlakové napětí:

$$\sigma = \frac{F_2}{S} = \frac{9237,6}{353} = 26,17 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{235}{26,17} = 8,98 > 1,8 = k_{\min} \quad (5.36)$$

VYHOVUJE

Nosná plocha závitů:

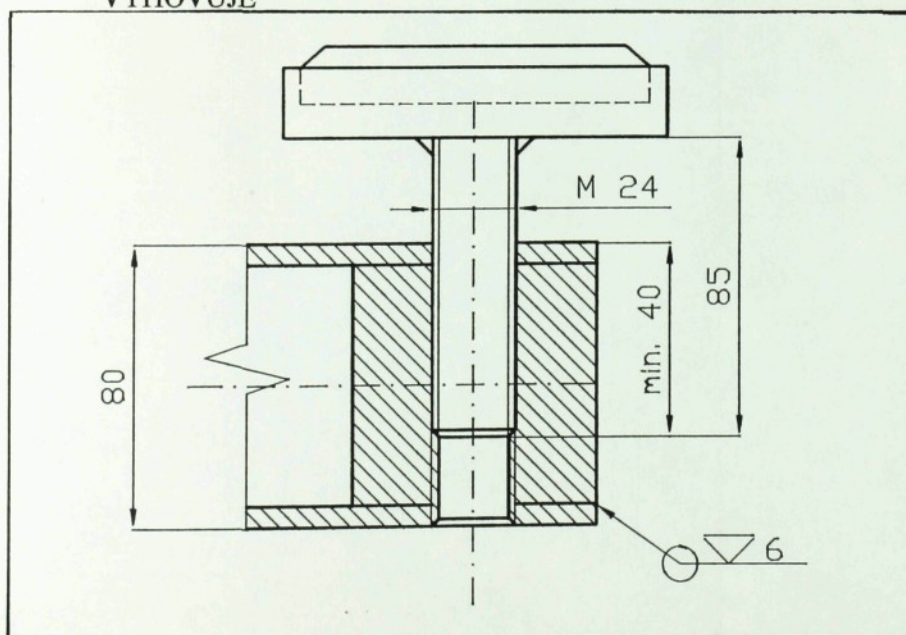
$$S = i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D^2) = 10 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (24^2 - 20,752^2) = 1141,6 \text{ mm}^2 \quad (5.37)$$

Tlak v závitech:

Dovolený tlak v závitech volím dle [5], tab. 158.

$$p = \frac{F_2}{S} = \frac{9237,6}{1141,6} = 8,09 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} = p_D \quad (5.38)$$

VYHOVUJE



Obr. 5.8. Uchycení nosné opěrky do ramene

5.1.2 Kontrola trámu

Těleso trámu je složeno ze dvou čtyřhraných bezešvých ocelových trubek tvářených za tepla, o rozměrech 120 x 100 x 8, ČSN 42 5720, materiál 11 453, které jsou navzájem spojeny V - svary.

Materiálové hodnoty:

Mez pevnosti R_m a mez kluzu R_e jsou podle [4]. k_{min} volím podle [2], tab. I - 5.

materiál	R_e [MPa]	R_m [MPa]	R_e/R_m [MPa]	k_{min}
11 453	265	441	0,60	1,4 až 1,8

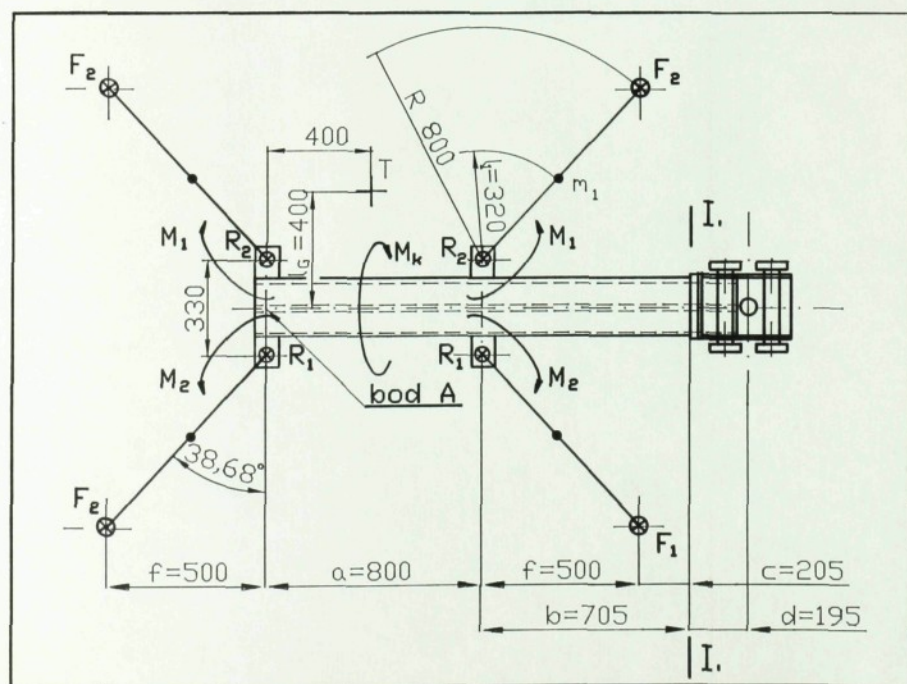
Síly a momenty působící na trám (obr. 5.9.):

Při výpočtu sil a momentů působících na trám uvažuji hmotnost jednoho ramene $m_1 = 19$ kg a těžiště ramene ve vzdálenosti $l_1 = 320$ mm od osy čepu.

Síly působící na trám:

$$R_1 = F_1 + m_1 \cdot g = 3024,9 + 19 \cdot 9,81 = 3211,3 \text{ N} \quad (5.39)$$

$$R_2 = F_2 + m_1 \cdot g = 9237,6 + 19 \cdot 9,81 = 9424 \text{ N} \quad (5.40)$$



Obr. 5.9. Síly a momenty působící na trám

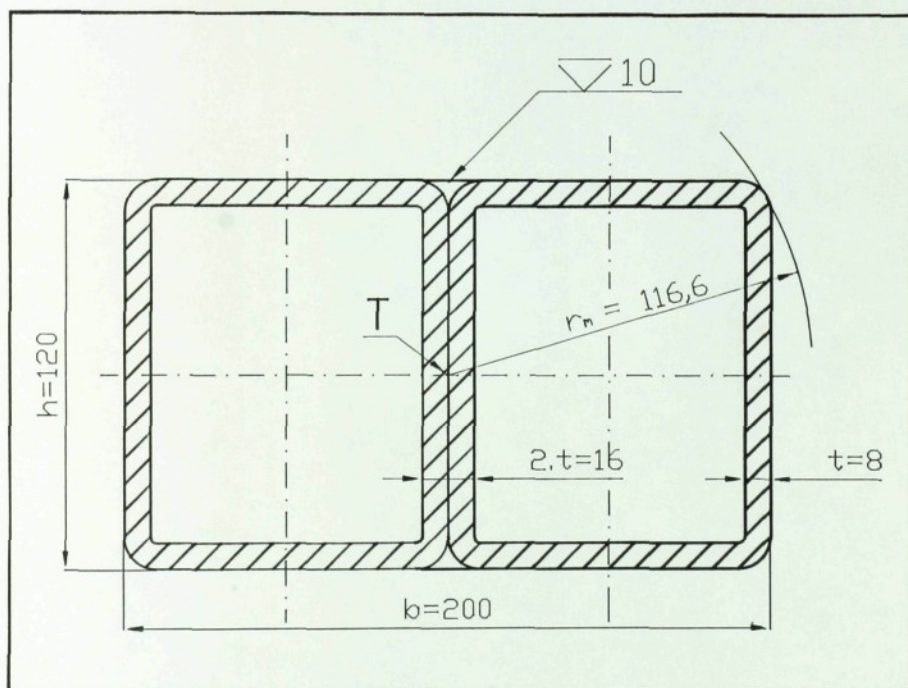
Momenty působící na trám:

$$M_1 = F_1 \cdot R + m_1 \cdot g \cdot l_1 = 3024,9 \cdot 0,8 + 19,9 \cdot 81,0,32 = 2479,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.41)$$

$$M_2 = F_2 \cdot R + m_1 \cdot g \cdot l_1 = 9237,6 \cdot 0,8 + 19,9 \cdot 81,0,32 = 7449,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.42)$$

Kontrola trámu na kombinované namáhání (obr. 5.10.):

Kontroluji trám na kombinované namáhání (ohyb + krut) v řezu I.-I., ve kterém bude největší redukované napětí.



Obr. 5.10. Trám - řez I.-I.

Osový kvadratický moment průřezu k ose x:

$$J_x = \frac{b \cdot h^3}{12} - \frac{(b - 4 \cdot t) \cdot (h - 2 \cdot t)^3}{12} \quad (5.43)$$

$$J_x = \frac{200 \cdot 120^3}{12} - \frac{(200 - 4 \cdot 8) \cdot (120 - 2 \cdot 8)^3}{12} = 13051904 \text{ mm}^4$$

Osový kvadratický moment průřezu k ose y:

$$J_y = \frac{h \cdot b^3}{12} - \frac{(h - 2 \cdot t) \cdot (b - 2 \cdot t)^3}{12} + \frac{(h - 2 \cdot t) \cdot (2 \cdot t)^3}{12} \quad (5.44)$$

$$J_y = \frac{120 \cdot 300^3}{12} - \frac{104 \cdot 184^3}{12} + \frac{104 \cdot 16^3}{12} = 26046464 \text{ mm}^4$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_{ox} = \frac{J_x}{h/2} = \frac{13051904}{120/2} = 217531,7 \text{ mm}^3 \quad (5.45)$$

Plocha průřezu:

$$S = 2 \cdot b \cdot t + 4 \cdot t \cdot (h - 2 \cdot t) = 2 \cdot 200 \cdot 8 + 4 \cdot 8 \cdot (120 - 2 \cdot 8) = 6528 \text{ mm}^2 \quad (5.46)$$

Měrná tíha trámu:

$$q = S \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-3} = 6528 \cdot 7,89 \cdot 81 \cdot 10^{-3} = 499,5 \text{ N/m} \quad (5.47)$$

Ohybový moment (obr. 5.9.):

$$M_o = (R_1 + R_2) \cdot (a + b) + (R_1 + R_2) \cdot b + (M_1 + M_2) \cdot \sin \alpha - (M_1 + M_2) \cdot \sin \alpha + q \cdot \frac{(a + b)^2}{2} \quad (5.48)$$

$$M_o = (R_1 + R_2) \cdot (a + b) + q \cdot \frac{(a + b)^2}{2}$$

$$M_o = (3211,3 + 9424) \cdot (0,8 + 2,0705) + 499,5 \cdot \frac{(0,8 + 0,705)^2}{2} = 28489,7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Napětí ohybové:

$$\sigma_o = \frac{M_o \cdot 1000}{W_o} = \frac{28489,7 \cdot 1000}{217531,7} = 131 \text{ MPa} \quad (5.49)$$

Polární moment setrvačnosti (obr. 5.10.):

$$J_p = \int_S \rho^2 dS \quad (5.50)$$

kde:

$$\rho^2 = y^2 + x^2 \quad (5.51)$$

po dosazení do (5.50):

$$J_p = \int_S (y^2 + x^2) dS = \int_S y^2 dS + \int_S x^2 dS \quad (5.52)$$

zároveň platí, že:

$$J_x = \int_S y^2 dS \quad (5.53)$$

$$J_y = \int_S x^2 dS \quad (5.54)$$

ze vztahů (5.52), (5.53) a (5.54) vyplývá, že:

$$J_p = J_x + J_y \quad (5.55)$$

$$J_p = 13051904 + 26046464 = 39098368 \text{ mm}^4$$

Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna od těžiště průřezu I.-I.:

$$r_m = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{h^2 + b^2} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{120^2 + 200^2} = 116,6 \text{ mm} \quad (5.56)$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{J_p}{r_m} = \frac{39098368}{116,6} = 335320,5 \text{ mm}^3 \quad (5.57)$$

Krouticí moment (obr. 5.9.):

$$M_k = G \cdot I_G = 24525,0,4 = 9810 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (5.58)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k \cdot 1000}{W_k} = \frac{9810 \cdot 1000}{335320,5} = 29,3 \text{ MPa} \quad (5.59)$$

Redukované napětí v řezu I.-I.:

Pro určení redukovaného napětí jsem použil teorii HMMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{131^2 + 3 \cdot 29,3^2} = 140,5 \text{ MPa} \quad (5.60)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{265}{140,5} = 1,89 > 1,8 = k_{min} \quad (5.61)$$

VYHOVUJE

Průhyb trámu v místě A (obr. 5.9. a obr. 5.11.):

Počítám metodou momentových ploch.

$$y_{(x)} = \frac{M_{f(x)}}{E \cdot J} \quad (5.62)$$

$$y_A = \frac{1}{E \cdot J} \cdot (A + B + C + D) \quad (5.63)$$

$$A = (R_1 + R_2) \cdot \frac{(a+b)^2}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot (a+b) \quad (5.64)$$

$$A = (3211,3 + 9424) \cdot \frac{(0,8 + 0,705)^2}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot (0,8 + 0,705) = 14357,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$B = (R_1 + R_2) \cdot \frac{b^2}{2} \cdot \left(a + \frac{2}{3} \cdot b \right) \quad (5.65)$$

$$B = (3211,3 + 9424) \cdot \frac{0,705^2}{2} \cdot \left(0,8 + \frac{2}{3} \cdot 0,705 \right) = 3987,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$C = q \cdot \frac{(a+b)^2}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot a \cdot \frac{3}{4} \cdot (a+b) \quad (5.66)$$

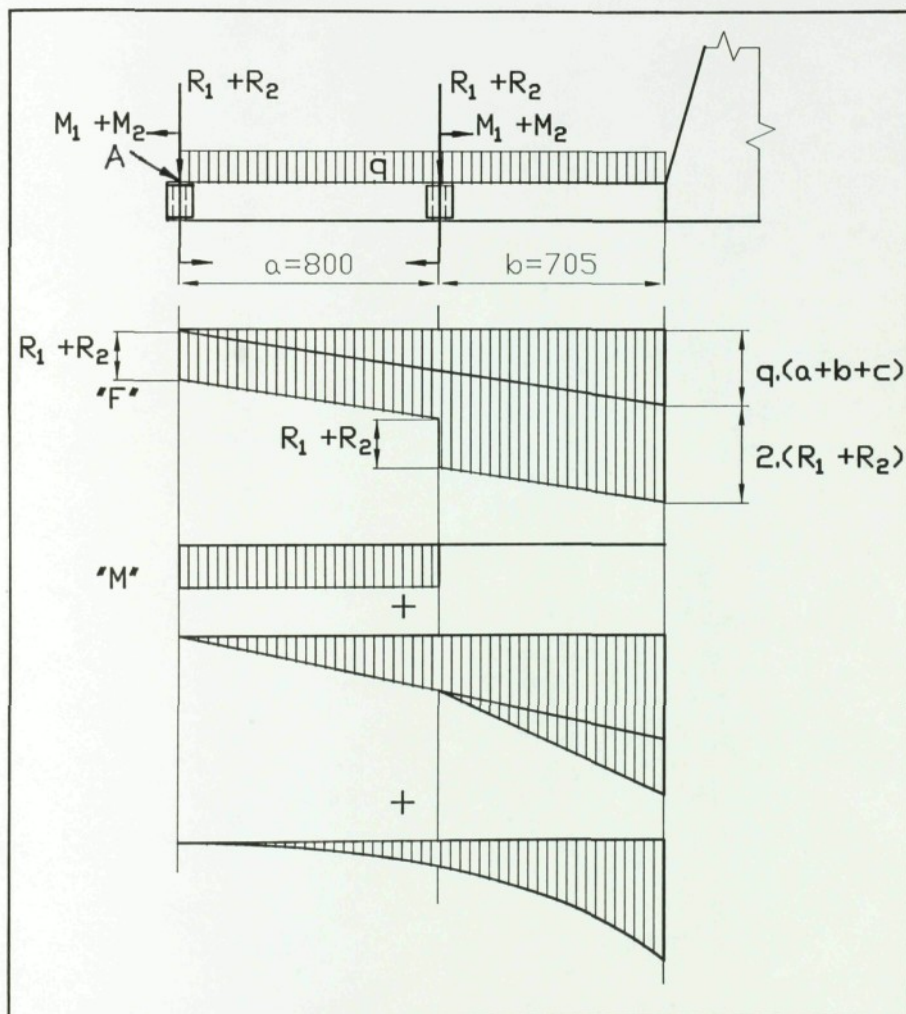
$$C = 499,5 \cdot \frac{(0,8 + 0,705)^2}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,8 \cdot \frac{3}{4} \cdot (0,8 + 0,705) = 170,3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$D = (M_{1x} + M_{2x}) \cdot \frac{1}{2} \cdot a^2 \quad (5.67)$$

$$D = (1549,7 + 4655,8) \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,8^2 = 1985,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$y_A = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 13,051904 \cdot 10^{-6}} \cdot (14357,3 + 3987,8 + 170,3 + 1985,8)$$

$$y_A = 0,00748 \text{ m} = 7,48 \text{ mm}$$



Obr. 5.11. Výpočet průhybu trámu metodou momentových ploch
Zkroucení trámu (obr. 5.9. a obr. 5.12.):

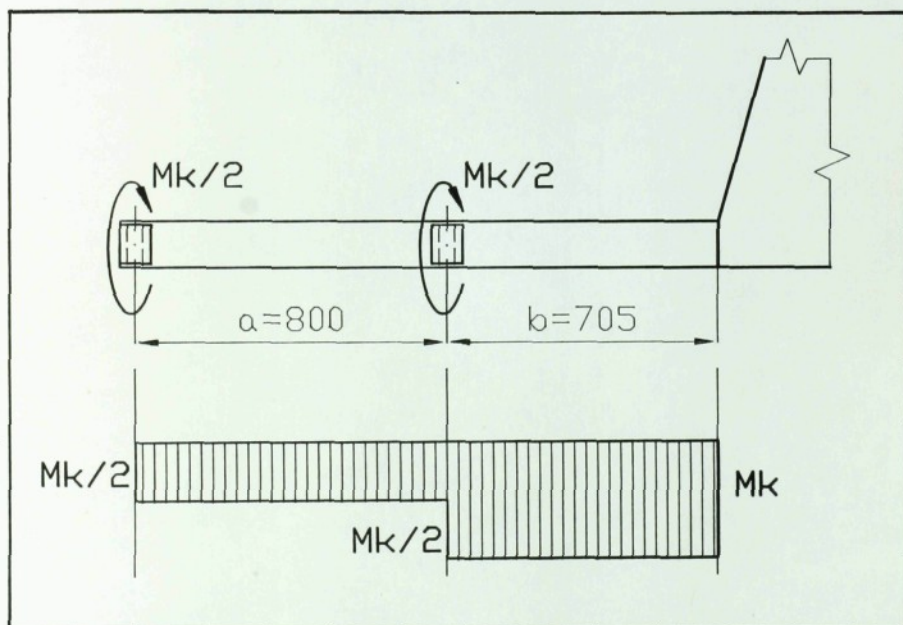
$$\varphi_{(x)} = \frac{M_k}{G \cdot J_p} \cdot x \quad (5.68)$$

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 \quad (5.69)$$

$$\varphi = \frac{M_k/2}{G \cdot J_p} \cdot a + \frac{M_k}{G \cdot J_p} \cdot b \quad (5.70)$$

$$\varphi = \frac{M_k}{G \cdot J_p} \cdot \left(\frac{a}{2} + b \right) = \frac{9810}{8 \cdot 10^{10} \cdot 39,098368 \cdot 10^{-6}} \cdot \left(\frac{0,8}{2} + 0,705 \right)$$

$$\varphi = 0,00347 \text{ rad} = 0^\circ 11' 55''$$



Obr. 5.12. Výpočet zkroucení trámu metodou momentových ploch

5.1.3 Kontrola pohonu zvedáku

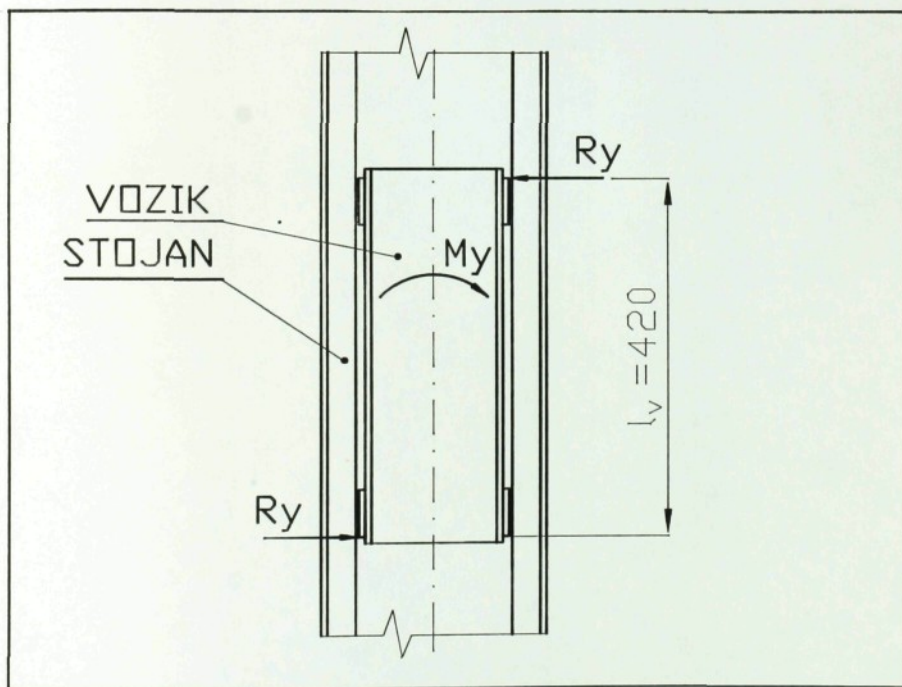
Tíha pohyblivých částí zvedáku:

$$F_z = 4 \cdot m_l \cdot g + q \cdot (a + b) + m_v \cdot g \quad F_z = 4 \cdot m_l \cdot g + q \cdot (a + b) + m_v \cdot g \quad (5.71)$$

$$F_z = 4 \cdot 19,9,81 + 499,5 \cdot (0,8 + 0,705) + 40,9,81 = 1810 \text{ N}$$

Reakce v opěrkách (obr. 5.13.):

$$R_y = \frac{M_y}{l_v} = \frac{9810}{0,42} = 23357 \text{ N} \quad (5.72)$$



Obr. 5.13. Reakce ve vodicích opěrkách vozíku

Třecí síla ve vodicích opěrkách:

Podle [3] str. 185 je pro tření za pohybu materiálů ocel - ocel, mazaných $f = 0,05$ až $0,1$ a pro tření za klidu je $f = 0,1$ až $0,12$. Volím pro další výpočet $f = 0,1$.

Pro jednu opěrku:

$$F_{t21} = R_y \cdot f = 23357 \cdot 0,1 = 2336 \text{ N} \quad (5.73)$$

Pro dvě opěrky:

$$F_{t2} = 2 \cdot F_{t21} = 2 \cdot 2336 = 4672 \text{ N} \quad (5.74)$$

Moment M_x (obr.5.9.):

$$M_x = (R_1 + R_2) \cdot (a + b + d) + (R_1 + R_2) \cdot (b + d) + q \cdot (a + b) \cdot \left(\frac{a+b}{2} + d \right) \quad (5.75)$$

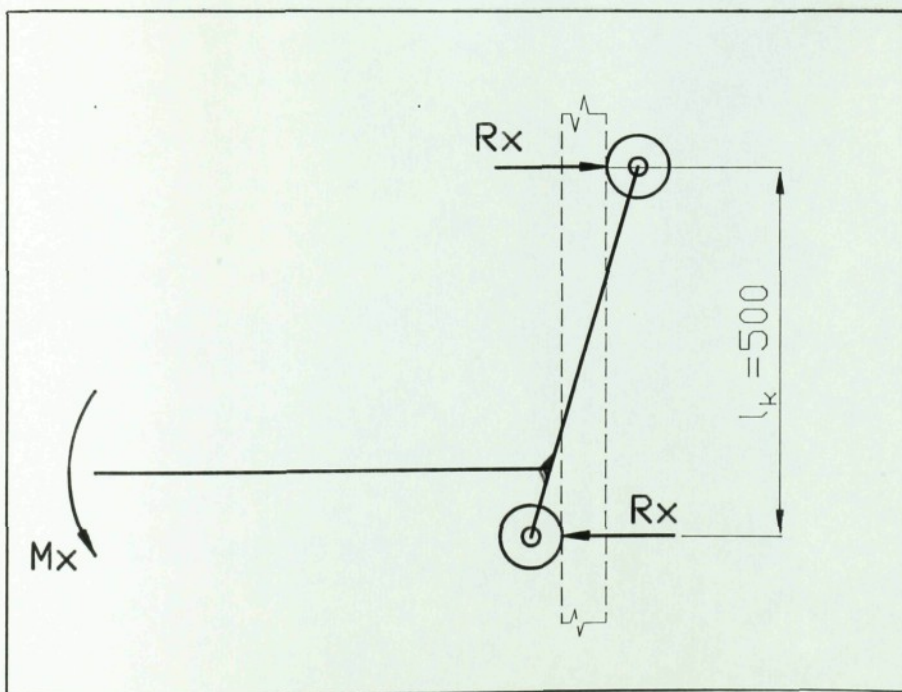
$$M_x = (R_1 + R_2) \cdot (a + 2 \cdot (b + d)) + q \cdot (a + b) \cdot \left(\frac{a+b}{2} + d \right)$$

$$M_x = (3211,3 + 9424) \cdot (0,8 + 2 \cdot (0,705 + 0,195)) + 499,5 \cdot (0,8 + 0,705) \cdot \left(\frac{0,8 + 0,705}{2} + 0,195 \right)$$

$$M_x = 33564,1 \text{ N.m}$$

Reakce v kladkách vozíku (obr.5.14.):

$$F_x = \frac{M_x/2}{l_k} = \frac{33564,1/2}{0,5} = 33564,1 \text{ N} \quad (5.76)$$



Obr. 5.14. Reakce v kladkách vozíku

Valivý odpor kladek vozíku:

Odpor jedné kladky:

Podle [3] str. 194 je pro materiály měkká ocel - měkká ocel rameno valivého odporu $\xi = 0,05$ mm.

$$F_{t11} = F_x \cdot \frac{\xi}{r} = 33564,1 \cdot \frac{0,05}{60} = 28 \text{ N} \quad (5.77)$$

Odpor čtyř kladek vozíku:

$$F_{t1} = 4 \cdot F_{t11} = 4 \cdot 28 = 112 \text{ N} \quad (5.78)$$

Síla v ose šroubu:

$$\begin{aligned} F_s &= G + F_z + F_{t1} + F_{t2} \\ F_s &= 24525 + 1890 + 4672 + 112 = 31199 \text{ N} \end{aligned} \quad (5.79)$$

Zdvih zvedáku:

$$z = z_{\max} - z_{\min} = 2000 - 150 = 1850 \text{ mm} \quad (5.80)$$

Počet otáček šroubu na zdvih zvedáku:

Volím šroub se závitem Tr 50 x 8, ČSN 014050.

$$p = \frac{z}{s} = \frac{1850}{8} = 231,25 \quad (5.81)$$

Otáčky šroubu:

Dobu zdvihu uvažuji podle upřesňujícího zadání. $t = 50$ s.

$$n_2 = \frac{p}{t} = \frac{231,25}{50} = 4,625 \text{ s}^{-1} = 277,5 \text{ min}^{-1} \quad (5.82)$$

Rychlost zvedání:

$$v = \frac{z}{t} = \frac{1850}{50} = 37 \text{ mm} = 0,037 \text{ m} \quad (5.83)$$

Stoupání šroubu:

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{8}{\pi \cdot 46} = 3,1686^\circ \quad (5.84)$$

Součinitel tření v závitech:

Šroub je vyroben z oceli a matice z bronzu. Pro tyto materiály je součinitel tření (mazané stykové plochy, za pohybu) $f = 0,1$ až $0,15$. Pro výpočet volím $f = 0,1$.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\beta}{2}} = \frac{0,1}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = 0,10353 \quad (5.85)$$

Třecí úhel φ :

$$\varphi = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,10353 = 5,911^\circ \quad (5.86)$$

Účinnost šroubu:

$$\eta_s = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 3,1686^\circ}{\operatorname{tg}(3,1686^\circ + 5,911^\circ)} = 0,3464 \quad (5.87)$$

Účinnost řemenového převodu:

Odhadují účinnost řemenového převodu $\eta_{pr} = 0,95$.

Celková účinnost pohonu:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_{pr} = 0,3464 \cdot 0,95 = 0,329 \quad (5.88)$$

Potřebný výkon elektromotoru:

$$P = F_s \cdot \frac{v}{\eta_c} = 31199 \cdot \frac{0,037}{0,329} = 3509 \text{ W} \quad (5.89)$$

Zvolený elektromotor 4AP 112M-6 (jmenovitý výkon $P = 3\,000 \text{ W}$, po dobu 2 minut přetížitelný na $P = 5\,500 \text{ W}$ při jmenovitých otáčkách $n_1 = 950 \text{ 1/min}$) vyhovuje. Doba zvedání je pouze 50 s, proto motor může pracovat s přetížením.

Převodový poměr řemenového převodu:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{277,5} = 3,4234 \quad (5.90)$$

Návrh průměru řemenic řemenového převodu:

Volím průměr hnací řemenice $D_1 = 90$ mm.

$$D_2 = D_1 \cdot i = 90 \cdot 3,4234 = 308,106 \text{ mm} \quad (5.91)$$

Volím průměr hnané řemenice $D_2 = 308$ mm.

Skutečný převodový poměr:

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{308}{90} = 3,422 \quad (5.92)$$

Návrh délky řemene:

Volím předběžnou osovou vzdálenost $a = 300$ mm.

$$L_p \approx \frac{2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad (5.93)$$

$$L_p \approx \frac{2 \cdot 300 + \frac{\pi}{2} \cdot (90 + 308) + (308 - 90)^2}{4 \cdot 300}$$

$$L_p \approx 1264,8 \text{ mm}$$

Podle [6] tab. 260, volím výpočtovou délku řemene $L_p = 1400$ mm.

Skutečná vzdálenost:

$$a = \frac{L_p}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{\left[\frac{L_p}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_1 + d_2) \right]^2 - \frac{(d_2 - d_1)^2}{8}} \quad (5.94)$$

$$a = \frac{1400}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (90 + 308) + \sqrt{\left[\frac{1400}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (90 + 308) \right]^2 - \frac{(308 - 90)^2}{8}}$$

$$a = 371,42 \text{ mm}$$

Volba typu řemene:

Řemen volím podle [6], obrázku na straně 479. Pro otáčky malé řemenice $n_1 = 950$ 1/min a výkonu $P \cdot c_2 = 3509.1 = 3509$ W, je nejhodnější řemen typu SPZ.

Výkon předávaný jedním řemenem v podmínkách provozu:

Podle [6] tab.269 je jmenovitý výkon předávaný jedním řemenem $N_o = 1600$ W ($d_1 = 90$ mm, $i \geq 3$, $n_1 = 950$ 1/min.).

Podle [6] tab.261 volím součinitel dynamičnosti a pracovního režimu $c_p = 1$ (střídavý elektrický motor, provoz do 8 hodin za den, lehký pohon)

Podle [6] tab.268 volím součinitel vlivu délky řemene $c_L = 0,96$.

Podle [6] tab.259 volím součinitel úhlu opásání $c_\alpha = 0,908$ ($\alpha \approx 146^\circ$)

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} = 1600 \cdot \frac{0,908 \cdot 0,96}{1} = 1394,6 \text{ W} \quad (5.95)$$

Počet řemenů v převodu:

Podle [6] tabulky na str. 474 volím součinitel přihlížející k počtu řemenů v převodu $C_K = 0,95$.

$$K = \frac{P}{N_p \cdot C_k} = \frac{3509}{1394,6 \cdot 0,95} = 2,65 \quad (5.96)$$

Volím 3 řemeny SPZ - 1400 L_p ČSN 02 3114.

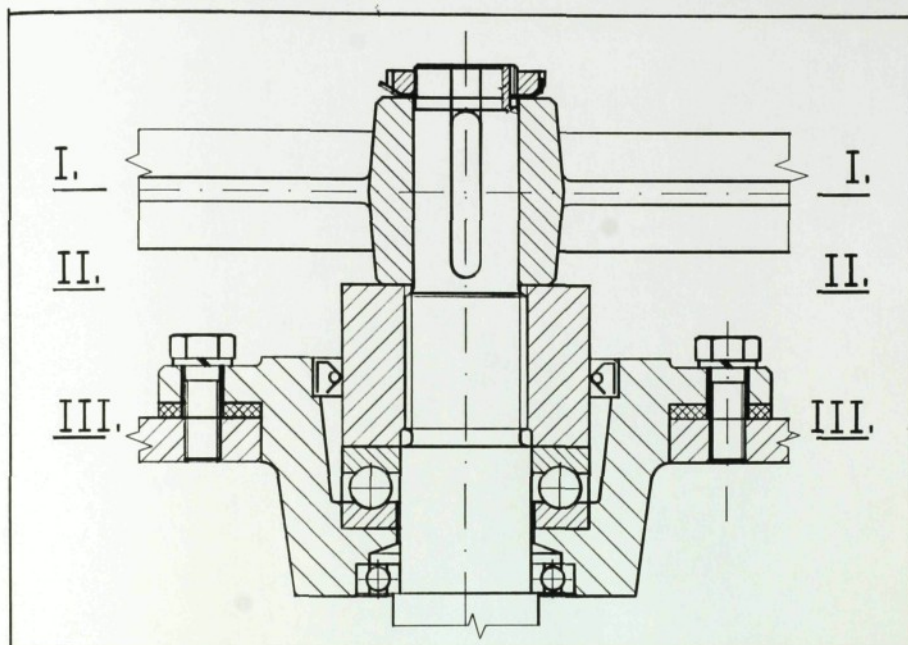
Kontrola šroubu:

Šroub je vyroben z tyče kruhové ČSN 42 5510, materiál 11 600. Šroub kontroluji ve třech kritických průřezích (obr. 5.15.). Mez pevnosti R_m a mez kluzu R_e jsou podle [4]. $k_{\min}$ volím podle [2], tab. I - 5.

materiál	R_e [MPa]	R_m [MPa]	R_e / R_m [MPa]	$k_{\min}$
11 600	314	588	0,53	1,2 až 1,5

Mez kluzu ve smyku (krutu) vypočítám dle [2] takto:

$$\tau_k = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{441}{\sqrt{3}} = 254,6 \text{ MPa} \quad (5.97)$$



Obr. 5.15. Uchycení pohybového šroubu s vyznačenými krit. průřezy šroubu

Hnací moment v ose šroubu:

$$M_t = F_s \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \quad (5.98)$$

$$M_t = 31199 \cdot \frac{0,046}{2} \cdot \operatorname{tg}(3,1686 + 5,911) = 114,7 \text{ N.m}$$

Řez I.-I. (obr. 5.16.)

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot D^3}{16} = \frac{\pi \cdot 36^3}{16} = 9160,9 \text{ mm}^3 \quad (5.99)$$

Maximální napětí v krutu:

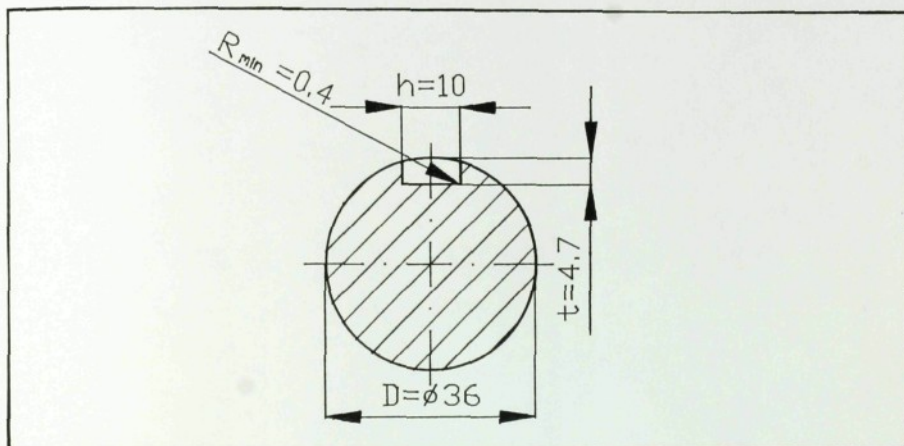
Podle [2] obr. 23-5, je tvarový součinitel $\alpha_k = 3,2$ (pro $b/D = 0,277$, $t/D = 0,131$ a $R_{\min}/D = 0,011$).

$$\tau_{\max} = \alpha_k \cdot \frac{1000 \cdot M_t}{W_k} = 3,2 \cdot \frac{1000 \cdot 114,7}{9160,9} = 40,1 \text{ MPa} \quad (5.100)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{\tau_k}{\tau_{\max}} = \frac{254,6}{40,1} = 6,35 > 1,5 = k_{\min} \quad (5.101)$$

VYHOVUJE



Obr. 5.16. Šroub - řez I.-I.

Řez II.-II. (obr. 5.17.)

Maximální napětí v krutu:

Podle [2] obr. 14-5, je tvarový součinitel $\alpha_k = 1,4$ (pro $D/d = 1,167$, $R/d = 0,0833$).

$$\tau_{\max} = \alpha_k \cdot \frac{1000 \cdot M_t}{W_k} = 1,4 \cdot \frac{1000 \cdot 114,7}{9160,9} = 17,5 \text{ MPa} \quad (5.102)$$

Bezpečnost:

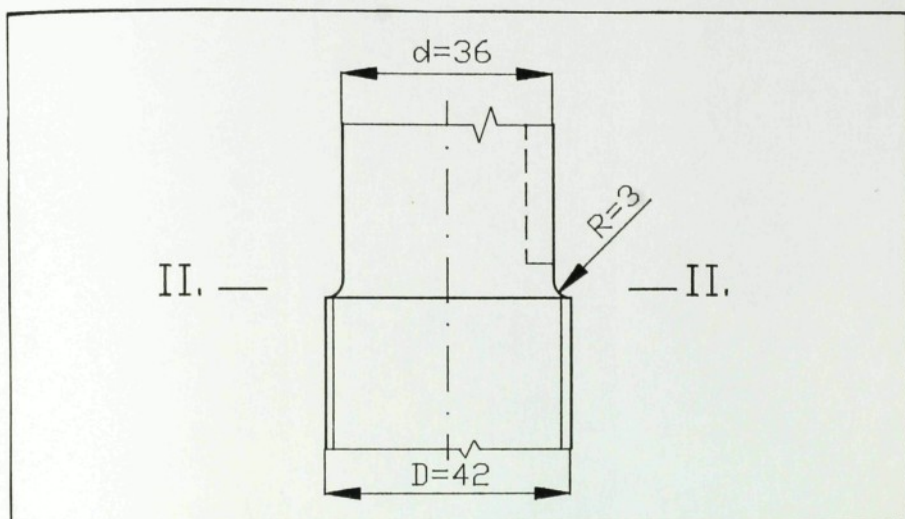
$$k = \frac{\tau_k}{\tau_{\max}} = \frac{254,6}{17,5} = 14,55 > 1,5 = k_{\min} \quad (5.103)$$

VYHOVUJE

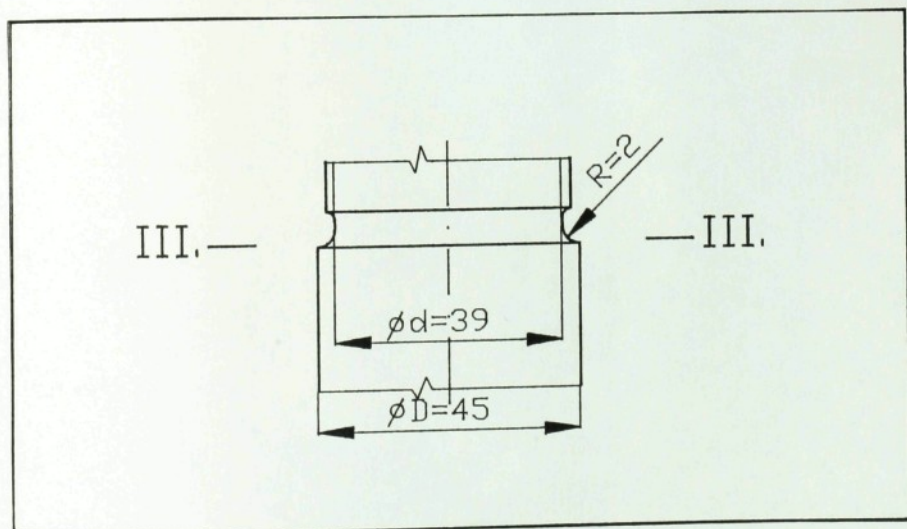
Řez III.-III. (obr. 5.18.)

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 39^3}{16} = 11647,2 \text{ mm}^3 \quad (5.104)$$



Obr. 5.17. Šroub - řez II.-II.



Obr. 5.18. Šroub - řez III.-III.

Maximální napětí v krutu:

Podle [2] obr. 20-5, je tvarový součinitel $\alpha_k = 1,85$ (pro $D/d = 1,154$, $R/d = 0,051$).

$$\tau_{\max} = \alpha_k \cdot \frac{1000 \cdot M_t}{W_k} = 1,85 \cdot \frac{1000 \cdot 114,7}{11647,2} = 18,2 \text{ MPa} \quad (5.105)$$

Průřez šroubu:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 39^2}{4} = 1194,6 \text{ mm}^2 \quad (5.106)$$

Maximální napětí v tahu:

Podle [2] obr. 20-5, je tvarový součinitel $\alpha_k = 2,15$ (pro $D/d = 1,154$, $R/d = 0,051$).

$$\sigma_{\max} = \alpha \cdot \frac{F_s}{S} = 2,15 \cdot \frac{31199}{1194,6} = 56,15 \text{ MPa} \quad (5.107)$$

Redukované napětí:

Redukované napětí počítám podle teorie HMH.

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3 \cdot \tau_{\max}^2} = \sqrt{56,15^2 + 3 \cdot 18,2^2} = 64,4 \text{ MPa} \quad (5.108)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{314}{64,4} = 4,88 > 1,5 = k_{\min} \quad (5.109)$$

VYHOVUJE

Kontrola pera pod hnanou řemenicí (obr. 5.15.):

Hnací moment se z hnané řemenice na pohybový šroub přenáší pomocí pera 10e7 x 8 x 56 ČSN 02 2562.

Síla působící na pero:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D} = \frac{2 \cdot 114,7}{0,036} = 6372,2 \text{ N} \quad (5.110)$$

Otlačení pera:

Podle [5] str. 578, je dovolený tlak $p_D = 120 \text{ MPa}$.

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{t_1 \cdot (l - b)} = \frac{6372,2}{3,3 \cdot (56 - 10)} = 42 \text{ MPa} < 120 \text{ MPa} = p_D \quad (5.111)$$

VYHOVUJE

Kontrola upevňovací matice (obr. 5.15.):

Upevňovací matice se závitem M 42 x 3 je vyrobena z materiálu 11600. Matice zabírá po celé délce závitu šroubu, tj. na délce $l = 45$ mm. Podle [2] tab. 158, je dovolený tlak v závitech $p_D = 70$ MPa.

Počet činných závitů:

$$i = \frac{l}{P} = \frac{45}{3} = 15 \text{ závitů} \quad (5.112)$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4 \cdot F_s}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - D_1^2)} = \frac{4 \cdot 31199}{15 \cdot \pi \cdot (42^2 - 38,752^2)} = 10,1 \text{ MPa} < 70 \text{ MPa} = p_D \quad (5.113)$$

VYHOVUJE

Kontrola axiálního ložiska (uchycení šroubu do axiálního ložiska je patrné z obr. 5.15.):

Pohybový šroub je zavěšený na axiálním ložisku 51309 ČSN 02 4730, s těmito parametry:

- dynamická únosnost $C = 61000$ N
- statická únosnost $C_o = 129000$ N

Součinitel statické bezpečnosti:

$$k_o = \frac{C_o}{F_s} = \frac{129000}{31199} = 4,13 \quad (5.114)$$

VYHOVUJE

Trvanlivost ložiska:

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^P \cdot 10^6 = \left(\frac{61000}{31199} \right)^3 \cdot 10^6 = 7,474 \cdot 10^6 \text{ ot.} \quad (5.115)$$

Počet zdvihů zvedáku na trvanlivost ložiska:

$$L_z = \frac{L}{2 \cdot p} = \frac{7,474 \cdot 10^6}{2 \cdot 2,231,25} = 16160 \quad (5.116)$$

5.1.4 Kontrola vozíku

Těleso vozíku je svařenec, jehož skelet je vytvořený z tlustých plechů z materiálu 11 353 a plochých tyčí z materiálu 11 373. Hlavní funkcí vozíku je přenos sil a momentů z trámu na pohybový šroub a stojan. Další neméně důležitou funkcí je zajištění pojezdu vozíku po trámu.

Materiálové hodnoty:

Mez pevnosti R_m a mez kluzu R_e jsou podle [4]. k_{min} volím podle [2], tab. I - 5.

materiál	R_e [MPa]	R_m [MPa]	R_e/R_m [MPa]	k_{min}
11 373	235	363	0,65	1,4 až 1,8
11 500	412	520	0,79	1,7 až 2,2
11 523	353	510	0,69	1,4 až 1,8

Kontrola ložisek nosných kladek (obr. 5.19.):

Pro nosné kladky jsem zvolil dvouřadá soudečková naklápěcí ložiska 22 308 JB ČSN 024705 s těmito parametry:

- dynamická únosnost $C = 86500$ N
- statická únosnost $C_0 = 65500$ N

Ekvivalentní zatížení:

$$F_e = X \cdot Y \cdot F_x = 1,1 \cdot 2,33564,1 = 40276,9 \text{ N} \quad (5.117)$$

Statická bezpečnost:

Podle [6] tab. 137, je minimální statická bezpečnost $k_{0D} = 1,5$.

$$k_0 = \frac{C_0}{F_x} = \frac{65500}{33564,1} = 1,95 > 1,5 = k_{0D} \quad (5.118)$$

VYHOVUJE

Trvanlivost ložisek:

$$L = \left(\frac{C}{F_e} \right)^P \cdot 10^6 = \left(\frac{86500}{40276,9} \right)^{10/3} \cdot 10^6 = 12,78 \cdot 10^6 \text{ otáček} \quad (5.119)$$

Počet zdvihů zvedáku za trvanlivost ložiska:

$$L_z = \frac{L}{2 \cdot \frac{z}{2 \cdot \pi \cdot r}} = \frac{12,78 \cdot 10^6}{2 \cdot \frac{1850}{2 \cdot \pi \cdot 60}} = 1302147 \text{ zdvihů} \quad (5.120)$$

Kontrola kladek na soustředěný tlak (obr. 5.19.):

Měrné zatížení:

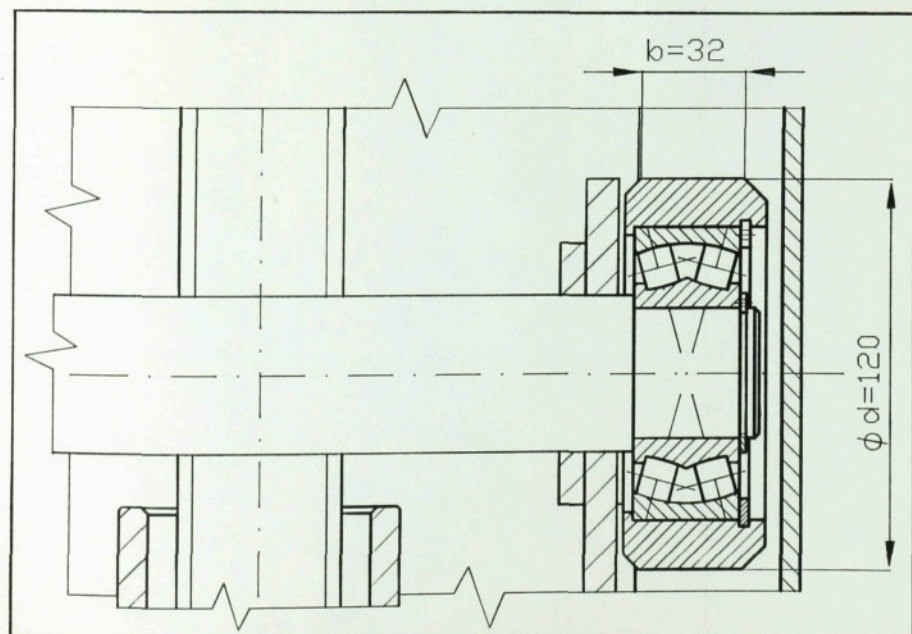
$$p = \frac{F_x}{b} = \frac{33564,1}{32} = 1048,88 \text{ N/mm} \quad (5.121)$$

Soustředné napětí:

Podle ČSN 73 1401 tab. 10., je pro materiál 11 373 je výpočtová pevnost v soustředném tahu $R_H = 850 \text{ MPa}$.

$$R = 0,42 \cdot \sqrt{\frac{p \cdot E}{r}} = 0,42 \cdot \sqrt{\frac{1048,88 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{60}} = 804,72 \text{ MPa} \quad (5.122)$$

$$R < R_H \text{ VYHOVUJE}$$



Obr. 5.19. Uložení kladek na čepu

Kontrola čepů:

Čepy jsou vyrobeny z materiálu 11 500.

Rekce R_A , R_B :

$$R_A = R_B = F_x = 33564,1N \quad (5.123)$$

Tlak mezi bočnicí a čepem v místě R_A a R_B :

$$p = \frac{R_A}{S} = \frac{R_A}{d \cdot b} = \frac{33564,1}{48,18} = 38,85 MPa \quad (5.124)$$

Řez I.-I. (obr. 5.20.):

Ohybový moment:

$$M_o = F_x \cdot \frac{(a-b)}{2} = 33564,1 \cdot \frac{(0,263 - 0,198)}{2} = 1090,83 N \cdot m \quad (5.125)$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot D^3}{32} = \frac{\pi \cdot 48^3}{32} = 10857,3 mm^3 \quad (5.126)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{1000 \cdot M_o}{W_o} = \frac{1000 \cdot 1090,83}{10857,3} = 100,5 MPa \quad (5.127)$$

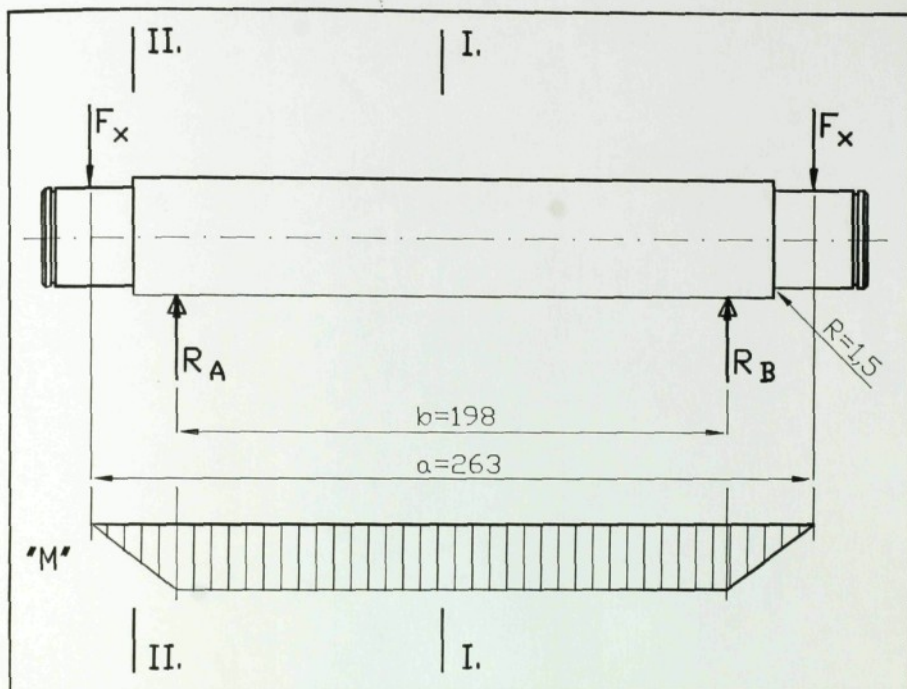
Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{412}{100,5} = 4,1 > 2,2 = k_{\min} \quad (5.128)$$

Řez II.-II. (obr. 5.20.):

Ohybový moment:

$$M_o = R_x \cdot c = 33564,1 \cdot 0,0165 = 553,8 N \cdot m \quad (5.129)$$



Obr. 5.20. Čep

Průřezový modul v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} = 6283,2 \text{ mm}^3 \quad (5.130)$$

Maximální napětí v ohybu:

Podle [2] obr. 13-5, je tvarový součinitel $\alpha_o = 1,95$ (pro $D/d = 1,20$, $R/d = 0,0375$)

$$\sigma_o = \alpha_o \cdot \frac{1000 \cdot M_o}{W_o} = 1,95 \cdot \frac{1000 \cdot 553,8}{6283,2} = 171,9 \text{ MPa} \quad (5.131)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{412}{171,9} = 2,4 > 2,2 = k_{\min} \quad (5.132)$$

Kontrola svarů mezi vozíkem a trámem (obr. 5.21.):

Nosná délka svaru:

$$l = l_s - 2 \cdot s = 160 - 2 \cdot 11 = 138 \text{ mm} \quad (5.133)$$

Osový kvadratický moment průřezu k ose y:

$$J_y = 4 \cdot \left(\frac{s^3 \cdot l}{12} + s \cdot l \cdot y^2 \right) = 4 \cdot \left(\frac{11^3 \cdot 138}{12} + 11 \cdot 138 \cdot 54,5^2 \right) = 18096584 \text{ mm}^4 \quad (5.134)$$

Osový kvadratický moment k ose x:

$$J_x = 4 \cdot \left(\frac{s \cdot l^3}{12} \right) = 4 \cdot \left(\frac{11 \cdot 138^3}{12} \right) = 9636264 \text{ mm}^4 \quad (5.135)$$

Polární moment setrvačnosti:

$$J_p = J_x + J_y = 9636264 + 18096584 = 27732848 \text{ mm}^4 \quad (5.136)$$

Vzdálenost nejvzdálenějšího vlákna od těžiště svarů:

$$r_m = \sqrt{\left(y_t + \frac{s}{2} \right)^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2} \quad (5.137)$$

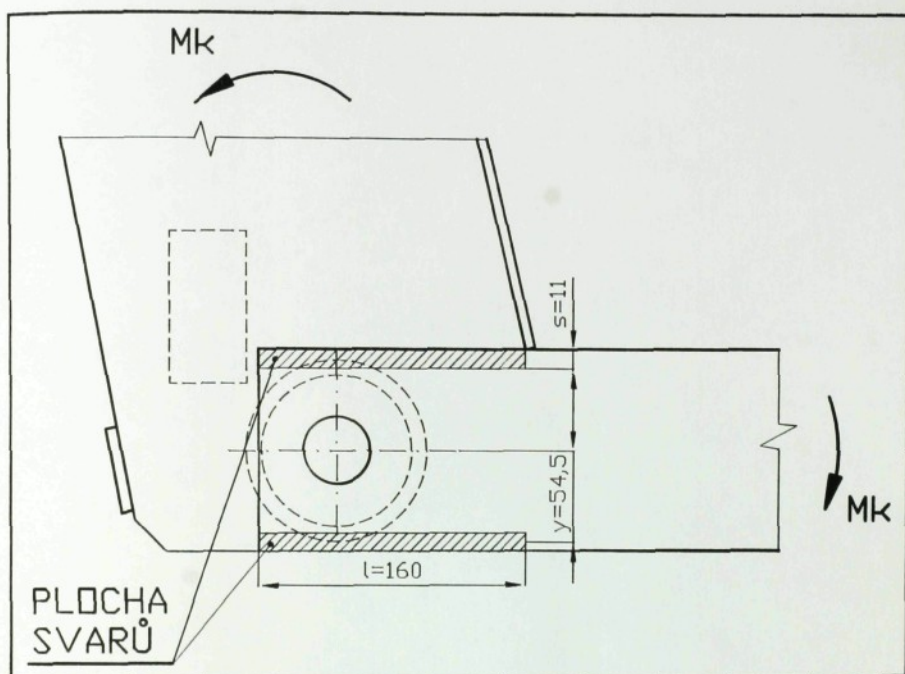
$$r_m = \sqrt{\left(54,5 + \frac{11}{2} \right)^2 + \left(\frac{138}{2} \right)^2} = 91,44 \text{ mm}$$

Průřezový modul v krutu:

$$W_k = \frac{J_p}{r_m} = \frac{27732848}{91,44} = 303295 \text{ mm}^3 \quad (5.138)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{1000 \cdot M_k}{W_k} = \frac{1000 \cdot 33564,1}{303295} = 110,66 \text{ MPa} \quad (5.139)$$



Obr. 5.21. Svary mezi vozíkem a trámem

Činná plocha svarů:

$$S = 4 \cdot l \cdot s = 4 \cdot 138 \cdot 11 = 6072 \text{ mm}^2 \quad (5.140)$$

Napětí ve smyku:

$$\tau_s = \frac{G + F_z}{S} = \frac{24525 + 1890}{6072} = 4,35 \text{ MPa} \quad (5.141)$$

Kombinované napětí:

$$\tau = \sqrt{\tau_k + \tau_s} = \sqrt{110,66^2 + 4,35^2} = 110,75 \text{ MPa} \quad (5.142)$$

Dovolené napětí:

$$\tau_D = \frac{R_e}{n \cdot \sqrt{3}} = \frac{353}{1,5 \cdot \sqrt{3}} = 135,87 \text{ MPa} > 110,75 \text{ MPa} = \tau \quad (5.143)$$

VYHOVUJE

Kontrola nosné matice (obr. 5.22.):

Nosná matice je vyrobená z bronzu ČSN 42 3123. Dovolенý měrný tlak $p_D = 10 \text{ MPa}$.

Počet závitů v matici:

$$i = \frac{h}{P} = \frac{110}{8} = 13,75 \quad (5.144)$$

Počet nosných závitů:

Volím $i_n = 13$

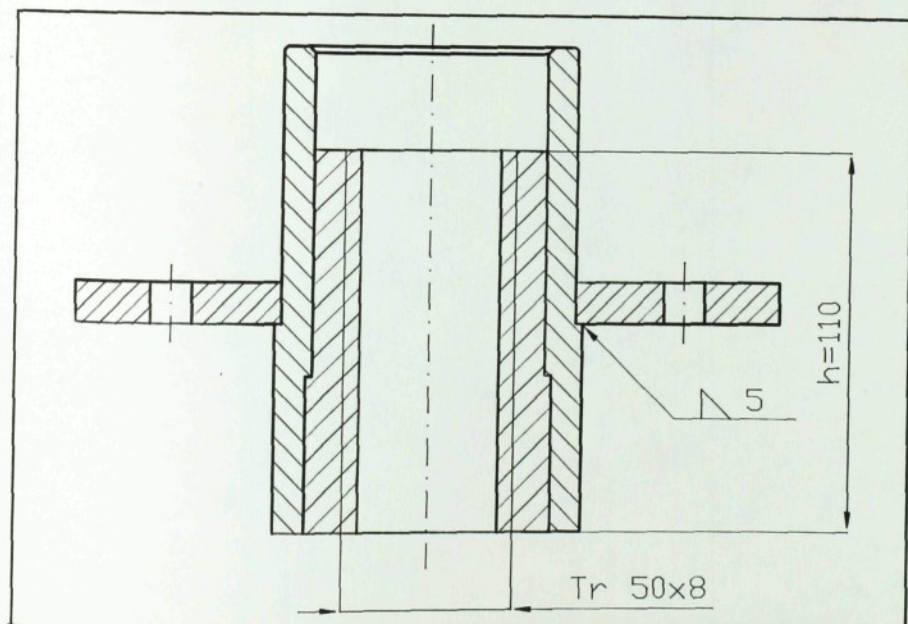
Nosná plocha závitů:

$$S = i_n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) = 13 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (50^2 - 42^2) = 7514,7 \text{ mm}^2 \quad (5.145)$$

Měrný tlak v závitech:

$$p = \frac{F_s}{S} = \frac{31199}{7514,7} = 4,15 \text{ MPa} < 10 \text{ MPa} = p_D \quad (5.146)$$

VYHOVUJE



Obr. 5.22. Nosná matice

Kontrola pojistné matice (obr. 5.23.):

Nosná matice je vyrobena z bronzu ČSN 42 3123. Dovolенý měrný tlak $p_D = 10 \text{ MPa}$.

Počet závitů:

$$i = \frac{h}{P} = \frac{60}{8} = 7,5 \quad (5.147)$$

Počet nosných závitů:

$$\text{Volím } i_n = 7$$

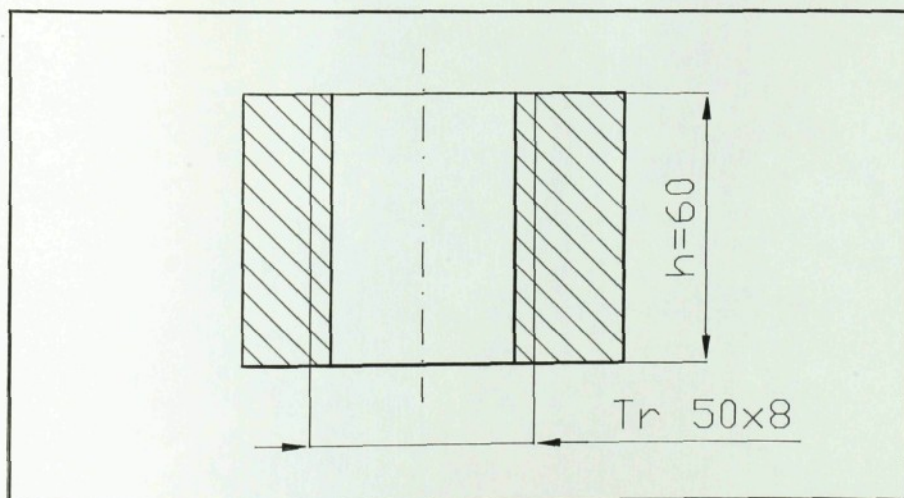
Nosná plocha závitů:

$$S = i_n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - D_1^2) = 7 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (50^2 - 42^2) = 4046,4 \text{ mm}^2 \quad (5.148)$$

Měrný tlak v závitech:

$$p = \frac{F_s}{S} = \frac{31199}{4046,4} = 7,71 \text{ MPa} < 10 \text{ MPa} = p_D \quad (5.149)$$

VYHOVUJE



Obr. 5.23. Pojistná matice

5.1.5 Kontrola stojanu

Těleso stojanu je složeno ze základny a sloupu, který je na ni přivařen. Základna je svařenec tvořený tlustými plechy válcovanými za tepla ČSN 42 5310, o tloušťce 6 mm, z materiálu 11 523 a tyčemi průřezu U - 160 válcovanými za tepla, ČSN 42 55 70, z materiálu 11 523. Sloup je svařen z tlustých plechů válcovaných za tepla, ČSN 42 5310, o tloušťce 6 mm, z materiálu 11 343.

Materiálové hodnoty:

Mez pevnosti R_m a mez kluzu R_e jsou podle [4]. k_{min} volím podle [2], tab. I - 5.

materiál	R_e [MPa]	R_m [MPa]	R_e/R_m [MPa]	k_{min}
11 343	206	333	0,62	1,4 až 1,8
11 523	353	510	0,69	1,4 až 1,8

Síly a momenty působící na stojan (obr. 5.24.)

$$F_s = 31199 N$$

$$M_x = 33564,1 N.m$$

$$M_y = 9810 N.m$$

Sloup:

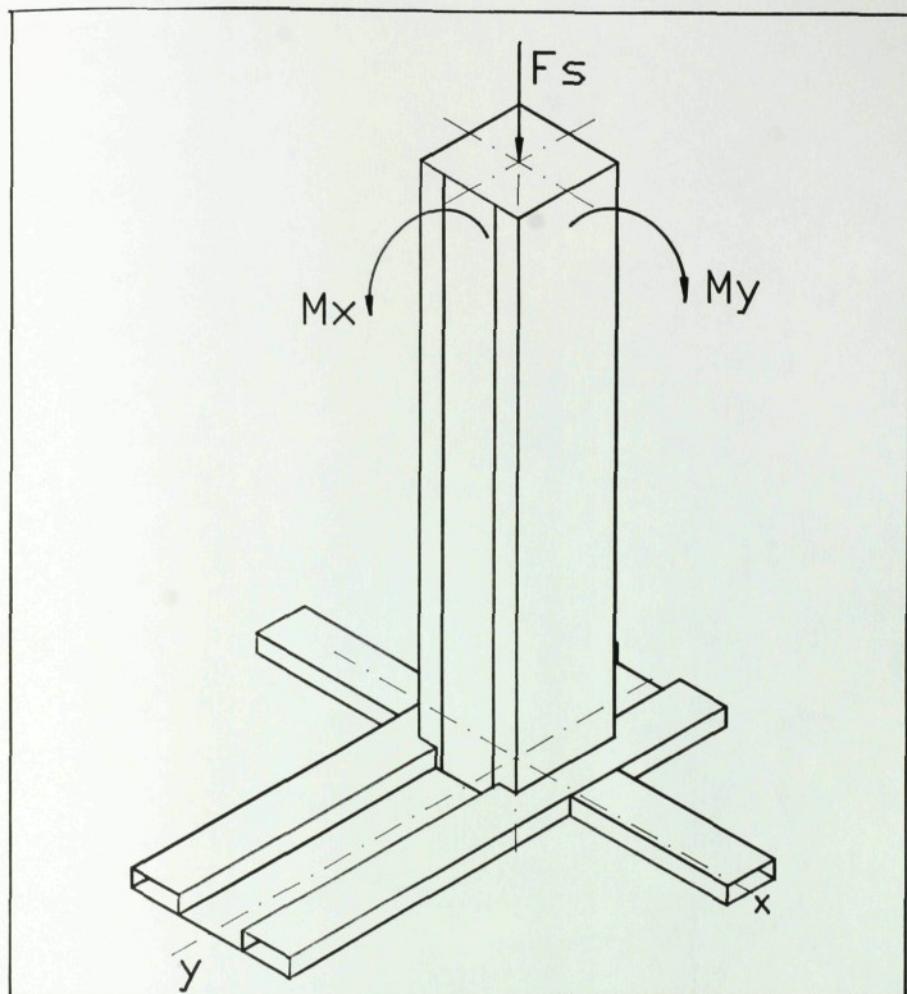
Osové kvadratické momenty průřezu (obr. 5.25.)

k ose x:

$$J_x = 2 \cdot \left(\frac{d \cdot a^3}{12} - \frac{(d - t) \cdot (a - 2 \cdot t)^3}{12} + \frac{c^4}{12} \right) \quad (5.150)$$

$$J_x = 2 \cdot \left(\frac{54 \cdot 330^3}{12} - \frac{(54 - 6) \cdot (330 - 2 \cdot 6)^3}{12} + \frac{45^4}{12} \right)$$

$$J_x = 66856981,5 mm^4$$



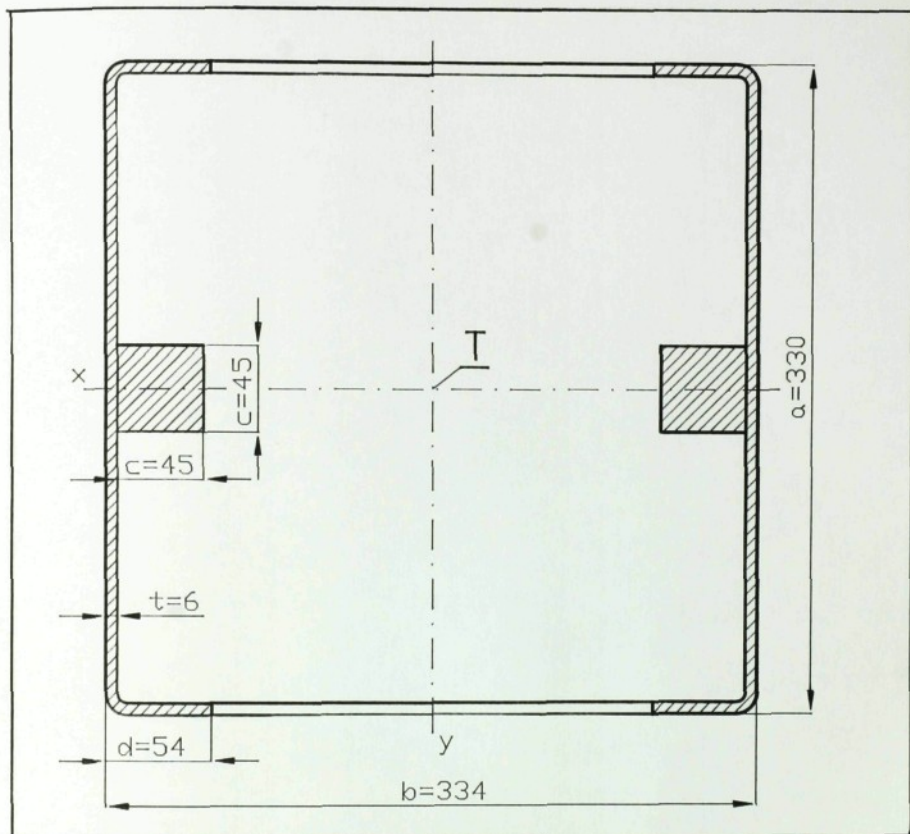
Obr. 5.24. Síly a momenty působící na stojan

k ose y:

$$J_y = \frac{a \cdot b^3}{12} - \frac{(a - 2 \cdot t) \cdot (b - 2 \cdot t)^3}{12} - \frac{2 \cdot t \cdot (b - 2 \cdot d)^3}{12} + 2 \cdot \left(\frac{c^4}{12} + c^2 \cdot e^2 \right) \quad (5.151)$$

$$J_y = \frac{330 \cdot 334^3}{12} - \frac{(330 - 2 \cdot 6) \cdot (334 - 2 \cdot 6)^3}{12} - \frac{2 \cdot 6 \cdot (334 - 2 \cdot 54)^3}{12} + 2 \cdot \left(\frac{45^4}{12} + 45^2 \cdot 138,5^2 \right)$$

$$J_y = 206734662 \text{ mm}^4$$



Obr. 5.25. Řez sloupem

Průřezové moduly v ohybu:

$$W_x = \frac{J_x}{a/2} = \frac{66856981,5}{330/2} = 405194 \text{ mm}^3 \quad (5.152)$$

$$W_y = \frac{J_y}{b/2} = \frac{206734662}{167/2} = 1237932 \text{ mm}^3 \quad (5.153)$$

Plocha průřezu sloupu:

$$S = 2 \cdot (a \cdot d - (a - 2 \cdot t) \cdot (d - t) + c^2) \quad (5.154)$$

$$S = 2 \cdot (330 \cdot 54 - (330 - 2 \cdot 6) \cdot (54 - 6) + 45^2) = 9162 \text{ mm}^2$$

Ohybová napětí ve sloupu:

$$\sigma_x = \frac{1000 \cdot M_x}{W_x} = \frac{1000 \cdot 33564,1}{405194} = 82,83 \text{ MPa} \quad (5.155)$$

$$\sigma_y = \frac{1000 \cdot M_y}{W_y} = \frac{1000 \cdot 9810}{1237932} = 7,92 \text{ MPa} \quad (5.156)$$

Tlakové napětí ve sloupu:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{31199}{9162} = 3,41 \text{ MPa} \quad (5.157)$$

Celkové napětí ve sloupu:

$$\sigma_c = \sigma_x + \sigma_y + \sigma = 82,83 + 7,92 + 3,41 = 94,16 \text{ MPa} \quad (5.158)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_c} = \frac{206}{94,16} = 2,19 > 1,8 = k_{\min} \quad (5.159)$$

VYHOVUJE

Základna:

Kontrola k ose x (obr. 5.26.):

Plocha průřezu:

$$S = a \cdot t + 2 \cdot S_u = 580 \cdot 6 + 2 \cdot 2400 = 8280 \text{ mm}^2 \quad (5.160)$$

Poloha těžiště:

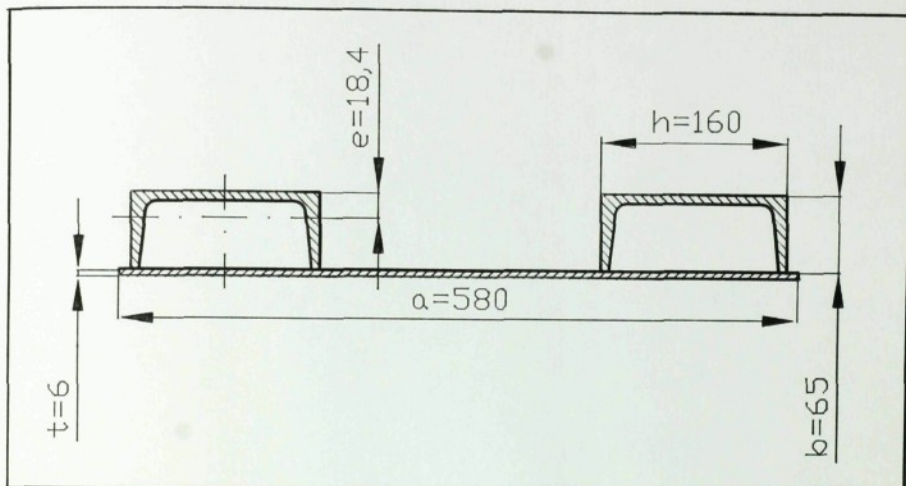
$$x_l = \frac{2 \cdot S_u \cdot e + a \cdot t \cdot \left(b + \frac{t}{2}\right)}{S} = \frac{2 \cdot 2400 \cdot 18,4 + 580 \cdot 6 \cdot \left(65 + \frac{6}{2}\right)}{8280} = 39,25 \text{ mm} \quad (5.161)$$

Osový kvadratický moment setrvačnosti:

$$J_x = 2 \cdot \left(J_{xu} + S_u \cdot (x_l - e)^2 \right) + \frac{a \cdot t^3}{12} + a \cdot t \cdot \left(x_l - \left(b + \frac{t}{2} \right) \right)^2 \quad (5.162)$$

$$J_x = 2 \left(853000 + 2400(39,25 - 18,4)^2 \right) + \frac{580,6^3}{12} + 580,6 \left(39,25 - \left(65 + \frac{6}{2} \right) \right)^2$$

$$J_x = 6679545,5 \text{ mm}^4$$



Obr. 5.26. Řez základnou

Průřezový modul v ohybu:

$$W_x = \frac{J_x}{x_t} = \frac{6679545,5}{39,25} = 170179,5 \text{ mm}^3 \quad (5.163)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma = \frac{1000 \cdot M_x}{W_x} = \frac{1000 \cdot 33564,1}{170179,5} = 197,23 \text{ MPa} \quad (5.164)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{353}{197,23} = 1,79 \quad (5.165)$$

Bezpečnost k je na horní hranici intervalu pro bezpečnost minimální a proto základna v ose x VYHOVUJE.

Kontrola k ose y (obr. 5.27.):

Plocha průřezu:

$$S = a \cdot t + S_u = 180,6 + 2400 = 3480 \text{ mm}^2 \quad (5.166)$$

Poloha těžiště:

$$y_t = \frac{S_u \cdot e + a \cdot t \cdot \left(b + \frac{t}{2}\right)}{S} = \frac{2400 \cdot 18,4 + 180 \cdot 6 \cdot \left(65 + \frac{6}{2}\right)}{3480} = 33,79 \text{ mm} \quad (5.167)$$

Osový kvadratický moment setrvačnosti:

$$J_y = J_{xu} + S_u \cdot (y_t - e)^2 + \frac{a \cdot t^3}{12} + a \cdot t \cdot \left(y_t - \left(b + \frac{t}{2}\right)\right)^2 \quad (5.168)$$

$$J_y = 853000 + 2400 \cdot (33,79 - 18,4)^2 + \frac{180 \cdot 6^3}{12} + 180 \cdot 6 \cdot \left(33,79 - \left(65 + \frac{6}{2}\right)\right)^2$$

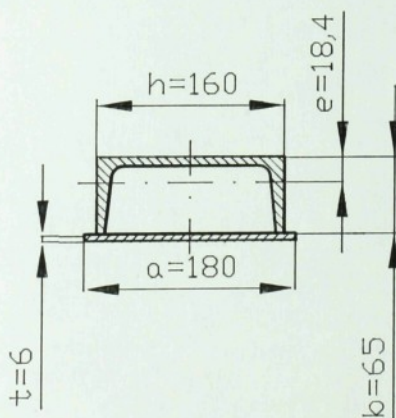
$$J_y = 2688635,1 \text{ mm}^4$$

Průřezový modul v ohybu:

$$W_y = \frac{J_y}{y_t} = \frac{2688635,1}{65 + \frac{6}{2} - 33,79} = 78592,1 \text{ mm}^3 \quad (5.169)$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma = \frac{1000 \cdot M_y}{W_y} = \frac{1000 \cdot 9810}{78592,1} = 124,82 \text{ MPa} \quad (5.170)$$



Obr. 5.27. Řez základnou

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{353}{124,82} = 2,83 > 1,8 = k_{\min} \quad (5.171)$$

VYHOVUJE

Kontrola svarového spoje mezi sloupem a základnou (obr. 5.28.):

Kontrolu svarového spoje jsem zjednodušil. Při výpočtu napětí svarového spoje v jednotlivých osách uvažuji pouze plochu svaru na protilehlé straně od klopné roviny.

K ose x:

Tahová síla v zadní stěně sloupu:

$$F_{s1} = \frac{M_x}{a} = \frac{33564,1}{0,330} = 101709,4 N \quad (5.172)$$

Plocha svaru:

$$S_1 = a_s \cdot (b - 2 \cdot a_s) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot t \cdot (b - \sqrt{2} \cdot t) \quad (5.173)$$

$$S_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 8 \cdot (334 - \sqrt{2} \cdot 8) = 1825,4 mm^2$$

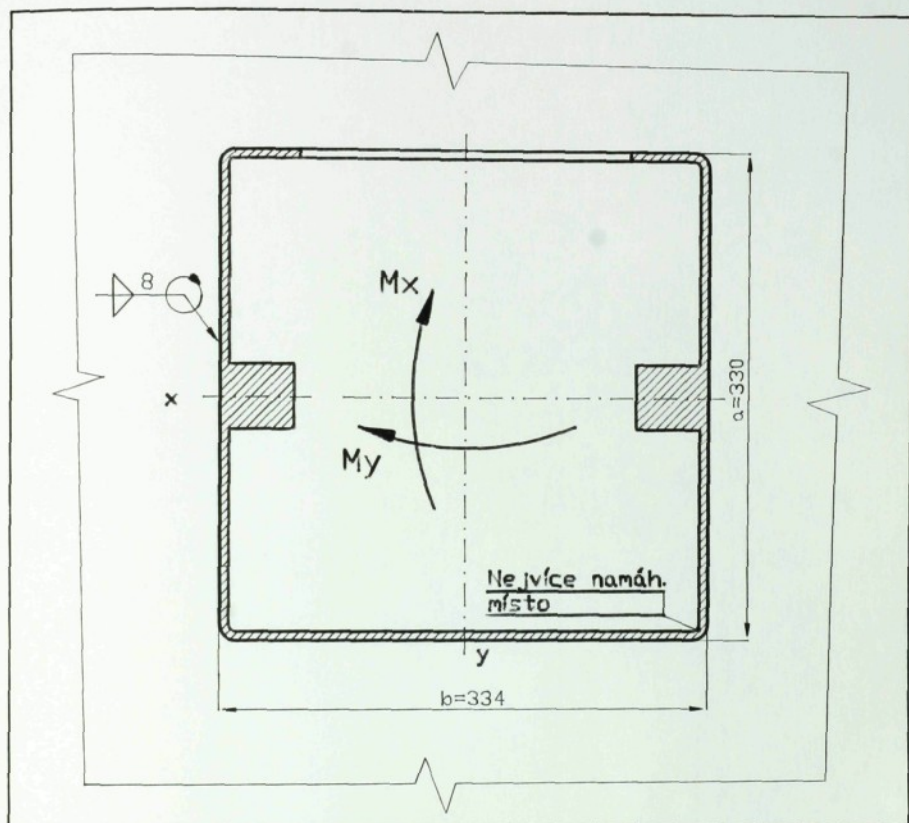
Smykové napětí ve svarech:

$$\tau_1 = \frac{F_{s1}}{2 \cdot S_1} = \frac{101709,4}{2 \cdot 1825,4} = 27,86 MPa \quad (5.174)$$

K ose y:

Tahová síla v boční stěně sloupu:

$$F_{s2} = \frac{M_y}{b} = \frac{9810}{0,334} = 29371,3 N \quad (5.175)$$



Obr. 5.28. Svarový spoj mezi sloupem a základnou

Plocha svaru:

$$S_2 = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot t \cdot (a - \sqrt{2} \cdot t) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 8 \cdot (330 - \sqrt{2} \cdot 8) = 1802,2 \text{ mm}^2 \quad (5.176)$$

Smykové napětí ve svarech:

$$\tau = \frac{F_{S_2}}{2 \cdot S_2} = \frac{29371,3}{2 \cdot 1802,8} = 8,15 \text{ MPa} \quad (5.177)$$

Maximální celkové napětí ve svarech:

$$\tau = \frac{\tau_1 + \tau_2}{\alpha_r} = \frac{27,86 + 8,15}{0,75} = 48 \text{ MPa} \quad (5.178)$$

Dovolené napětí ve svarech:

$$\tau_{DS} = \beta \cdot \frac{R_e}{n} = 1,06 \cdot \frac{206}{1,5} = 145,57 \text{ MPa} \quad (5.179)$$

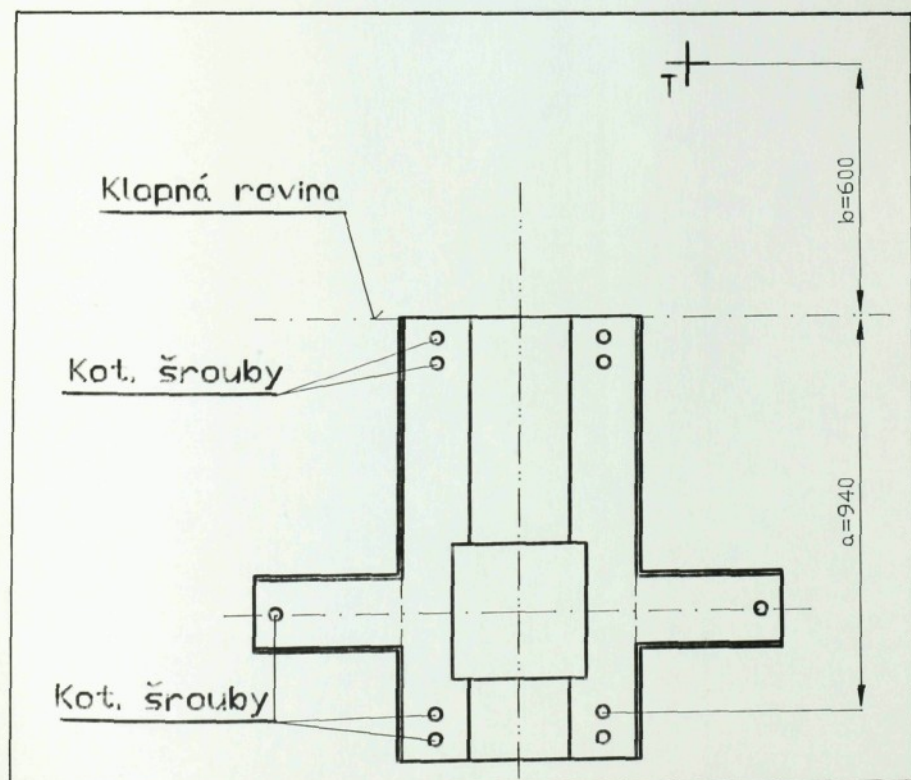
$\tau < \tau_{DS}$ Svarový spoj VYHOVUJE.

Kontrola kotevních šroubů (obr. 5.29.):

Pro zjednodušení výpočtu uvažují, že sílu vyvolanou klopným momentem přeneše pouze dvojice šroubů ve vzdálenosti $a = 940 \text{ mm}$ od klopné roviny. Pro ukotvení jsem zvolil šrouby M 20, z materiálu 5D (mez kluzu $R_e = 294 \text{ MPa}$).

Síla ve šroubech:

$$F_s = \frac{M_x}{a} = \frac{33564,1}{0,940} = 35706,5 \text{ N}$$



Obr. 5.29. Umístění otvorů v základně pro kotevní šrouby

Tahové napětí ve šroubech:

$$\sigma = \frac{F_s}{2 \cdot S} = \frac{35706,5}{2 \cdot 245} = 72,87 \text{ MPa} \quad (5.181)$$

Bezpečnost:

$$k = \frac{R_e}{\sigma} = \frac{294}{72,87} = 4,03 \quad (5.182)$$

VYHOVUJE

Výpočet ohybu sloupu (obr. 5.30.):

K výpočtu jsem použil metodu momentových ploch.

Maximální ohyb v ose y:

$$y_y = \frac{2}{E \cdot J_x} \cdot \left[R_x \cdot \frac{l_1^2}{2} \cdot \left(l_5 + \frac{2}{3} \cdot l_1 \right) + R_x \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot \left(l_5 + l_1 + \frac{l_2}{2} \right) \right] \quad (5.183)$$

$$y_y = \frac{2}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 66,857 \cdot 10^{-6}} \cdot \left[335641 \cdot \frac{0,5^2}{2} \cdot \left(0,1 + \frac{2}{3} \cdot 0,5 \right) + 335641 \cdot 0,5 \cdot 1,95 \cdot \left(0,1 + 0,5 + \frac{1}{2} \cdot 1,95 \right) \right]$$

$$y_y = 0,0076 \text{ m} = 7,6 \text{ mm}$$

Maximální ohyb v ose x:

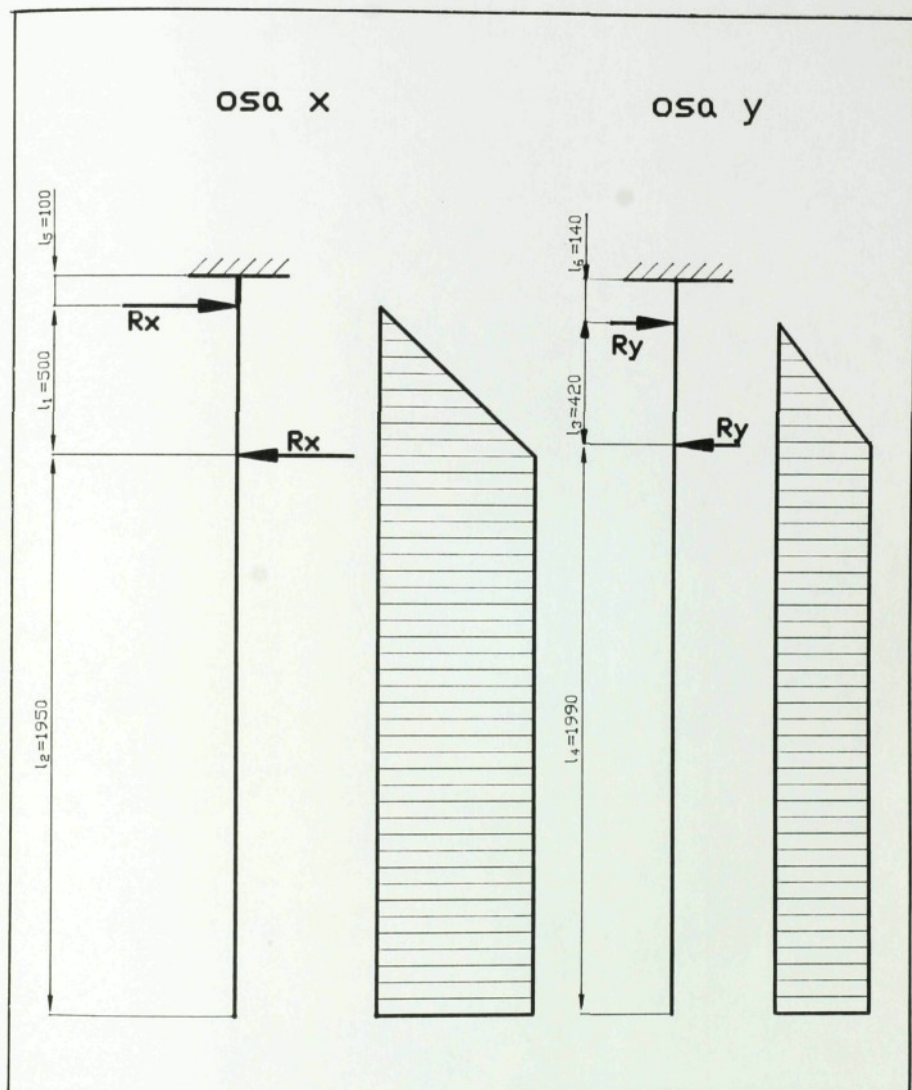
$$y_x = \frac{2}{E \cdot J_y} \cdot \left[R_y \cdot \frac{l_3^2}{2} \cdot \left(l_6 + \frac{2}{3} \cdot l_3 \right) + R_x \cdot l_3 \cdot l_4 \cdot \left(l_6 + l_3 + \frac{l_4}{2} \right) \right] \quad (5.184)$$

$$y_x = \frac{1}{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 206 \cdot 10^{-6}} \cdot \left[23357 \cdot \frac{0,42^2}{2} \cdot \left(0,14 + \frac{2}{3} \cdot 0,42 \right) + 23357 \cdot 0,42 \cdot 1,99 \cdot \left(0,14 + 0,42 + \frac{1}{2} \cdot 1,99 \right) \right]$$

$$y_x = 0,0007 \text{ m} = 0,7 \text{ mm}$$

Celkový maximální ohyb:

$$y = \sqrt{y_x^2 + y_y^2} = \sqrt{0,7^2 + 7,6^2} = 7,63 \text{ mm} \quad (5.185)$$



Obr. 5.30. Výpočet maximálního ohybu sloupu

5.2 Kontrola stojanu Metodou konečných prvků

V současné době se téměř ve všech strojírenských oborech začíná využívat (popřípadě se už využívá) Metoda konečných prvků (dále jen MKP). Výhodou MKP oproti klasickým výpočtovým metodám je možnost řešit konstrukci i velmi složitých zařízení komplexně z hlediska namáhání (i dynamických) a deformací. Ještě před výrobou prototypu výrobku mohou simulovat pomocí MKP jeho chování za provozu. Tím pádem může být menší série prototypů určená k životnostním a pevnostním zkouškám, protože modifikací modelu v samotné MKP odstraním například vysoká lokální napětí nebo deformace. MKP má také nezastupitelnou úlohu v systémech CAD/CAM (model výrobku vytvořený v MKP mohou převést například do AutoCADu a naopak, popřípadě do jiného programu ve kterém lze vytvořit i program pro obráběcí NC stroje).

5.2.1. Postup při práci v MKP

Pro výpočet stojanu Metodou konečných prvků jsem použil programový balík firmy ALGOR, který umožňuje řešit nejen úlohy statické napěťové analýzy, ale i například úlohy dynamické napěťové analýzy, teplotních polí, elektromagnetických polí a proudění kapalin.

Samotný postup při práci s programem firmy ALGOR je následující:

Preprocessing ⇔ *Processing* ⇔ *Postprocessing*

Preprocessing - V této části - tvořím samotný geometrický model, generuji síť konečných prvků, definuji vlastnosti modelu.

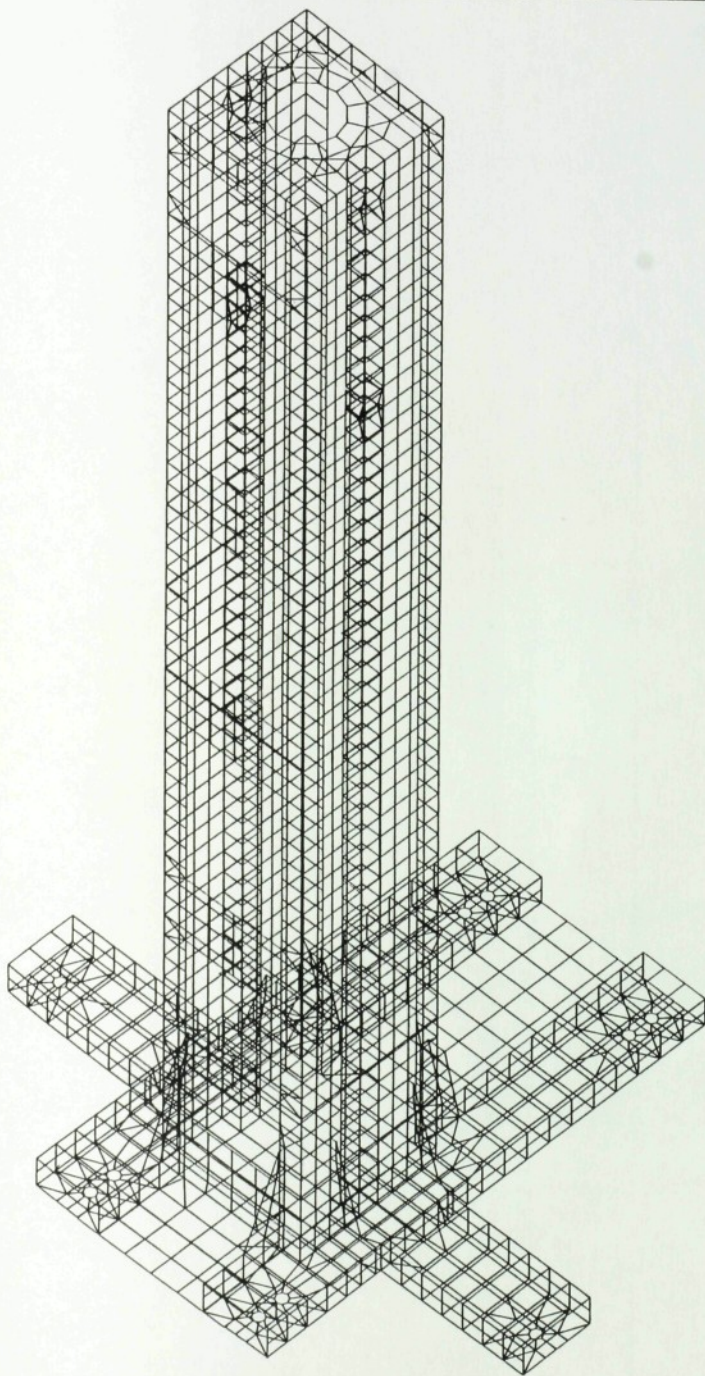
Processing - Provádí vlastní výpočet úlohy.

Postprocessing - Slouží k interpretaci výsledků, tj. k:

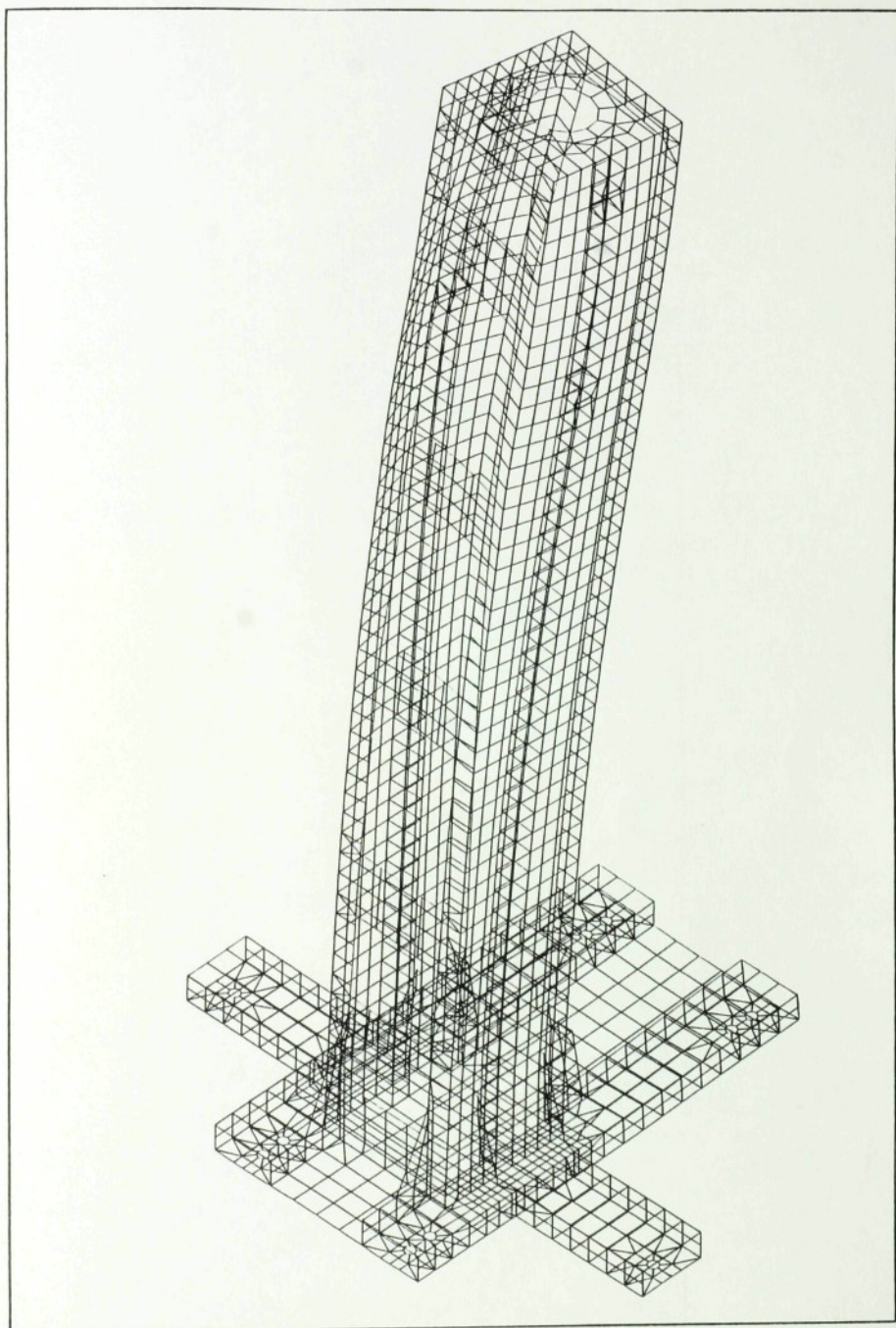
- zobrazení výsledků,
- animaci výsledků,
- vytvoření výstupních souborů pro tiskárnu a plotter.

5.2.2 Tvorba modelu stojanu

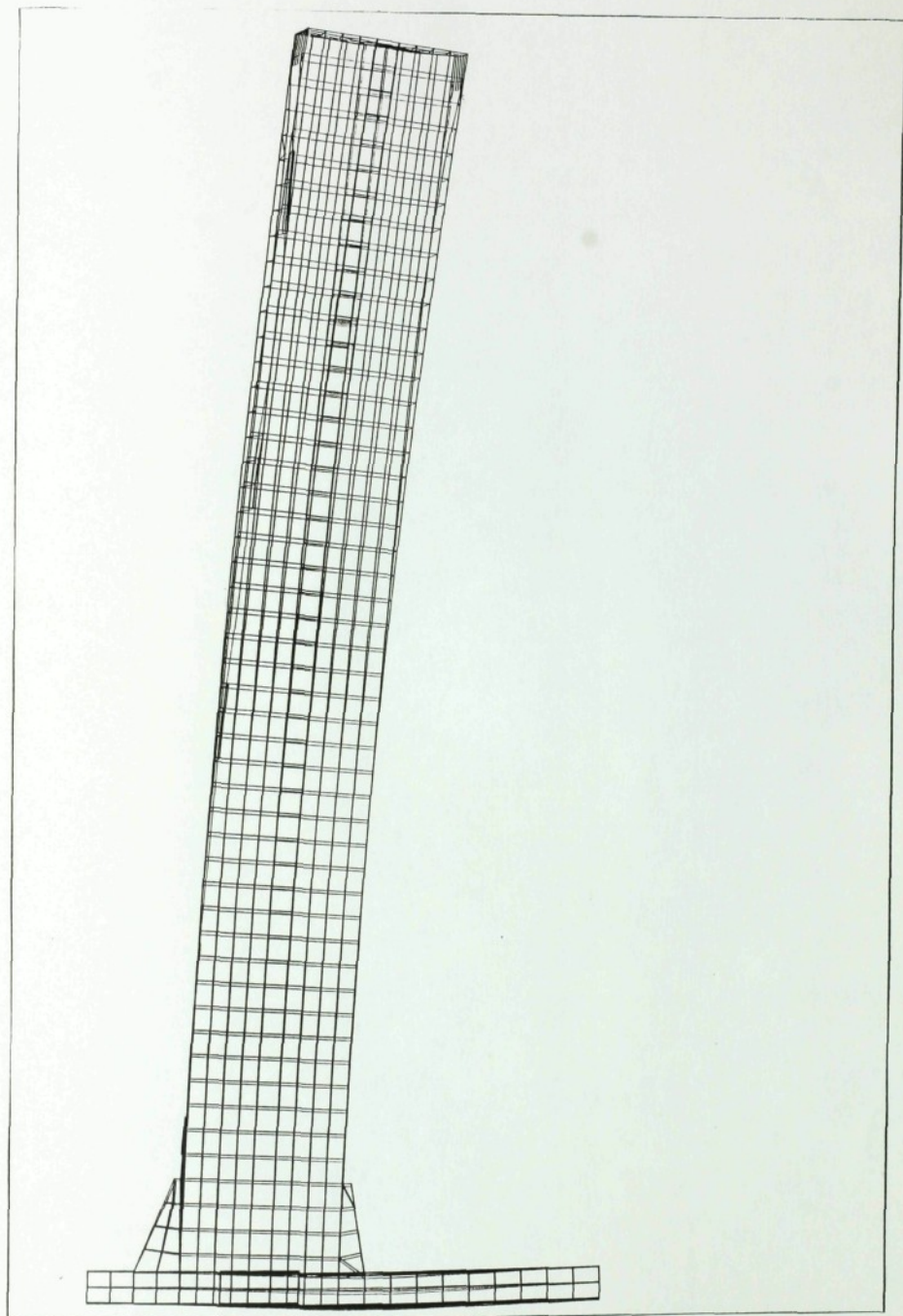
Model stojanu jsem tvořil v kreslicím programu SuperDraw, který je součástí ALGORu.



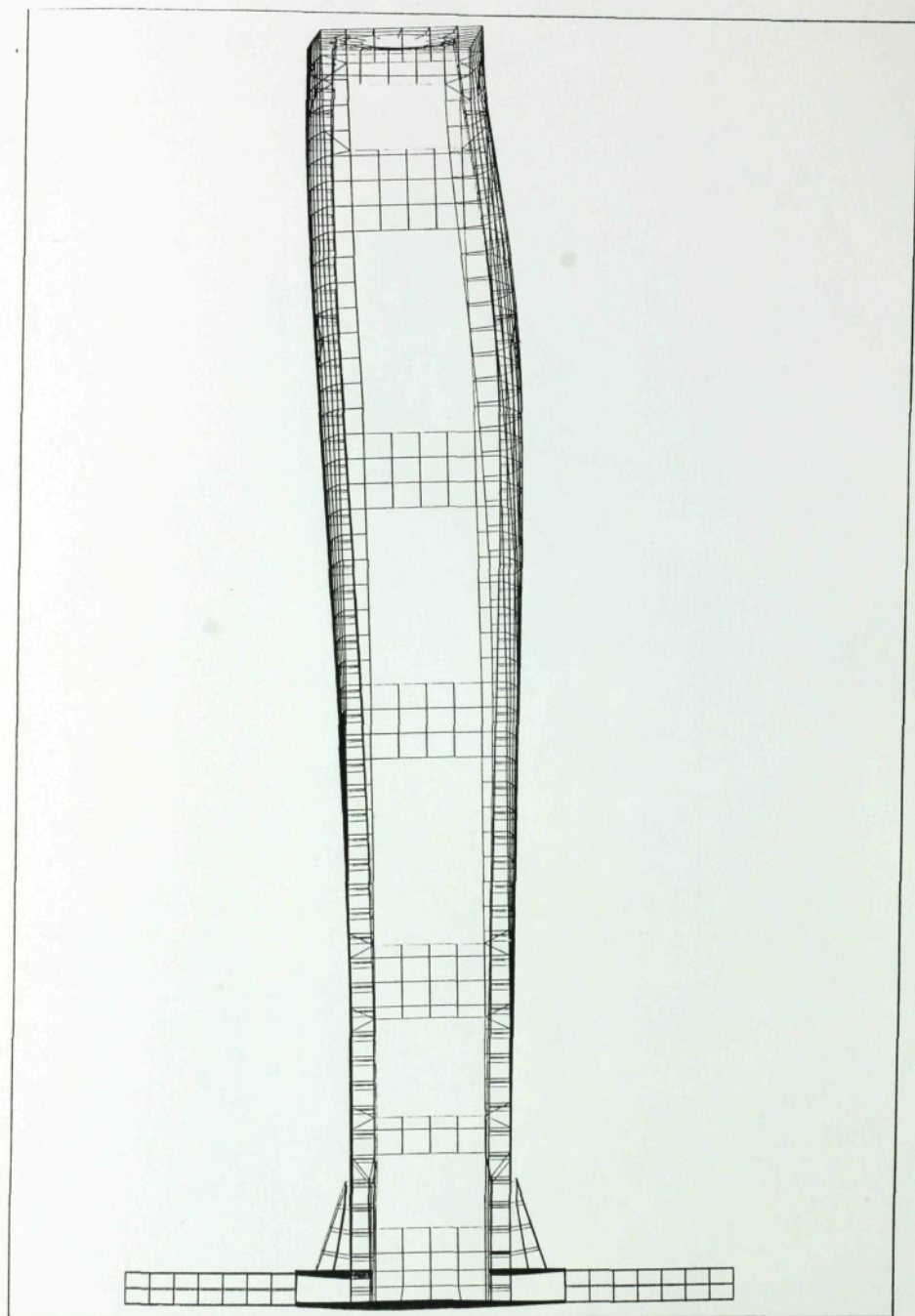
Obr. 5.31. Model stojanu - nezdeformovaný



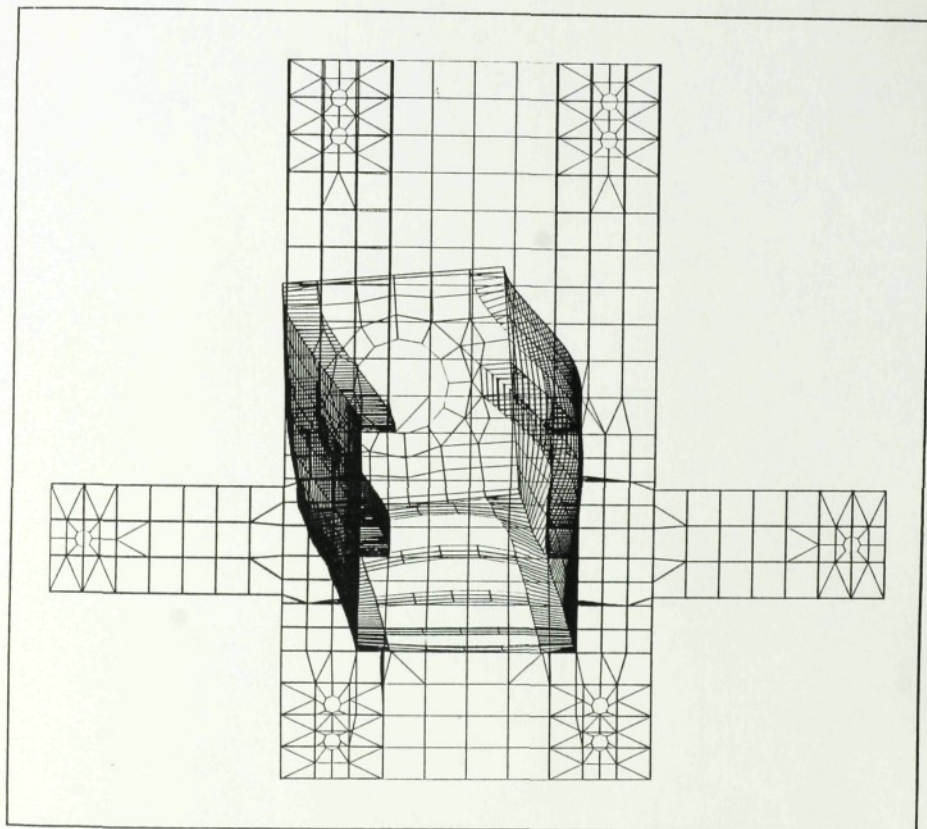
Obr. 5.32. Model stojanu (celkový pohled) - zdeformovaný



Obr. 5.33. Model stojanu (bokorys) - zdeformovaný



Obr. 5.34. Model stojanu (nárys) - zdeformovaný



Obr. 5.35. Model stojanu (půdorys) - zdeformovaný

Nejdříve jsem vytvořil základní model stojanu, který se sestával pouze ze základní geometrie stojanu. Po rozboru konstrukce stojanu jsem z knihovny prvků programu ALGOR vybral tyto prvky:

- PLATE (deskový prvek) - tento prvek jsem použil pro části stojanu vyráběné z plechů a U - profilů.

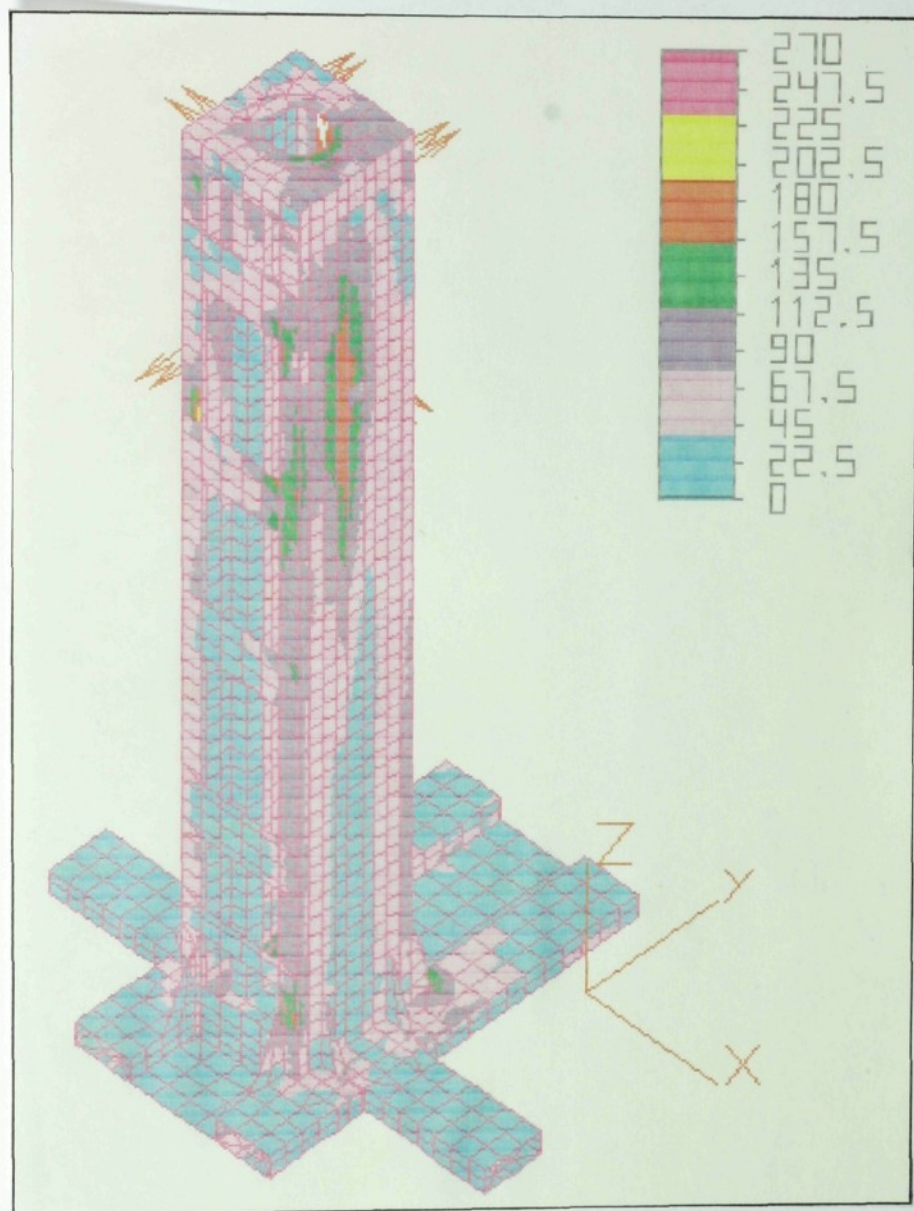
- BRICK (cihlový prvek) - tento prvek jsem použil pro čtvercové tyče po kterých pojíždí vozík.

Pro každý z výše uvedených prvků se vytváření síťového modelu provádí zvlášť. Z modelu základní geometrie zvedáku jsem tedy vytvořil dva modely. V prvním souboru byl pouze model částí zvedáku vyráběných z plechů a U - profilů (z deskových prvků) a ve druhém pouze model čtvercových tyčí (z cihlových prvků).

Další etapou práce bylo doplnění sil působících na stojan a definování okrajových podmínek (u obou souborů). Při zadávání okrajových podmínek jsem model poněkud zjednodušil (neuvažoval jsem, že se základna stojanu opře o betonový podklad. Stojan je zajištěn proti posuvům pouze v místech

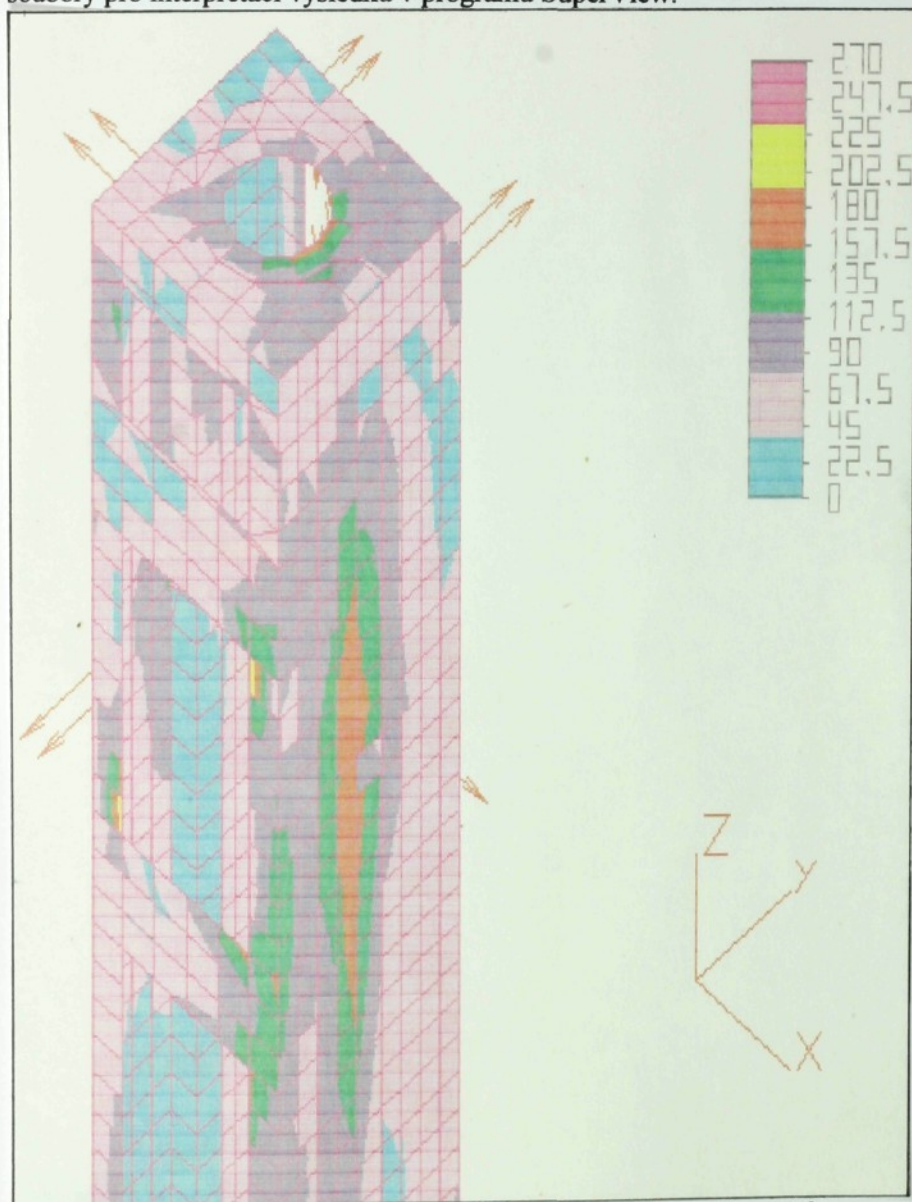
otvorů pro kotvící šrouby).

K provedení samotného výpočtu bylo ještě třeba vytvořit soubory s vlastnostmi použitých materiálů.



Obr. 5.36. Model stojanu (celkový pohled) - redukovaná napětí

Nyní jsem mohl přistoupit k dekódování obou částí modelu. Po dekódování jsem pomocí programu Combine sloučil obě části modelu do jednoho souboru připraveného k samotnému výpočtu (model stojanu je na obr. 5.31.). Výpočet jsem provedl pomocí řešiče ALGORu, který vytvořil soubory pro interpretaci výsledků v programu SuperView.



Obr. 5.37. Model stojanu (detail sloupu) - redukovaná napětí

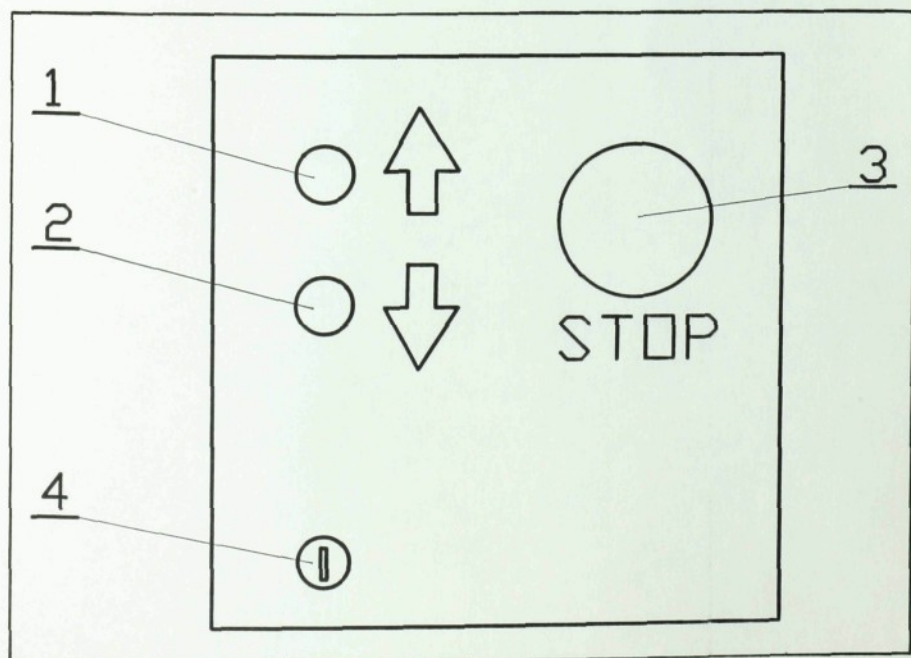
5.2.3 Výsledky výpočtu MKP

Výsledky výpočtu odpovídají výšce zdvihu 2000 mm a zatížení zvedáku 2500 kg. Deformace zvedáku jsou uvedeny na obrázcích 5.32. až 5.35. (největší deformace stojanu zvedáku nastala v místě A, které je naznačeno na výše uvedených obrázcích. Tato deformace nabývá hodnoty 13,7 mm). Redukovaná napětí jsou na obrázku 5.36. (celkový pohled) a 5.37. (detail sloupu stojanu s oblastí nejvyšších namáhání).

6 Ovládací a zabezpečovací systém zvedáku

Při návrhu ovládacího a zabezpečovacího systému zvedáku jsem se řídil ČSN 33 2200.

Zvedák je ovládán ovladači umístěnými na ovládacím panelu na zadní straně sloupu zvedáku. Ovládací panel jsem do tohoto místa umístil proto, aby obsluha zvedáku nepřišla při zvedání či spouštění břemene do kontaktu s pohyblivými částmi zvedáku. Zvedání a spouštění je ovládáno zelenými tlačítky 1 a 2 na ovládací desce zvedáku. Zvedací zařízení se pohybuje pouze je-li stisknuto tlačítko 1 nebo 2. Při stisku obou tlačítek nebo sejmutí prstu z tlačítka se zvedák zastaví (popřípadě se vůbec nerozjede). Pro případ nouzového zastavení je na panelu umístěno červené tlačítko 3 hřibovitého tvaru. Aby nemohl zvedák používat někdo jiný, než osoba k tomu pověřená, je na ovládacím panelu umístěn zámek 4. Odemčením či zamčením zámku se připojuje či odpojuje ovládací panel zvedáku. Zastavení vozíku v horní a dolní poloze je zajištěno koncovými spínači. Zvedák je také zajištěn proti rozjezdu při nadměrném opotřebení nosné matice (plech přišroubovaný na pojistnou matici se zvětšujícím opotřebením nosné matice postupně ohýbá a při určitém opotřebením nosné matice plech sepne koncový spínač).



Obr. 6.1. Ovládací panel zvedáku

7 Závěr

Mým úkolem bylo provést konstrukční návrh jednostojanového zvedáku pro osobní automobily do 2,5 t. Při řešení úlohy jsem vycházel z konstrukčních řešení jednostojanových zvedáků vyráběných v zahraničí. Dále jsem vycházel z konstrukčního řešení dvoustojanového zvedáku pro automobily do 3,5 t, vyráběného v ŽSO FEREX Liberec, ze kterého jsem použil některé díly (např. elektromotor).

Z navržených variant řešení jednotlivých částí zvedáku jsem se snažil vybrat tu nejvýhodnější po konstrukční i ekonomické stránce. Pro pohon zvedáku jsem zvolil elektromotor. Krouťací moment se z něho přenáší pomocí řemenového převodu na šroub, po kterém se pohybuje nosná matice. Hlavní výhodou přenosu síly šroubem a maticí je samosvornost šroubu.

Pro vedení vozíku po trámu jsem vybral variantu, ve které hlavní klopný moment M_x zachycují kladky vozíku, jejichž výhodou jsou nízké valivé odpory. K zachycení vedlejšího klopného momentu M_y je postačující kluzné vedení (v tomto případě je výrobně jednodušší než valivé vedení a je levné).

Při návrhu rozmístění ramen na trámu jsem se rozhodl pro variantu konstrukčně nejjednodušší. Dvojice ramen je umístěna na konci trámu a druhá dvojice zhruba uprostřed tak, aby nezasahovala svým obrysem do základny zvedáku.

Při pevnostní kontrole zvedáku jsem postupoval od ramen, přes trám, pohon a vozík, až ke stojanu. Všechny hlavní části jsem kontroloval na statické namáhání. Místa, kde bylo namáhání obzvlášť vysoké, jsem kontroloval na dynamické namáhání.

Výsledky výpočtů stojanu zvedáku jsem ověřil pomocí Metody konečných prvků (softwarový balík firmy ALGOR). S pomocí MKP jsem zjistil deformace a redukovaná napětí. Výsledky výpočtu stojanu MKP nejsou ještě zcela ideální. Model jsem mohl modifikovat tak, abych odstranil špičková napětí, ale výpočet je velice náročný na čas a samotný výpočet programem ALGOR lze provozovat pouze na hardware vysoké úrovně.

Ovládací zařízení jsem se snažil navrhnout tak, abych minimalizoval možnost úrazu obsluhy při manipulaci se zvedákem.

Myslím, že tato práce by mohla sloužit jako výchozí studie pro zpracování kompletní projektové dokumentace jednostojanového zvedáku pro osobní automobily.

8 Seznam použité literatury

- [1] Boháček, F.: Části a mechanismy strojů I - Zásady konstruování spoje. VUT, Brno, 1984
- [2] Boháček, F.: Části a mechanismy strojů II. - Hřídele, tribologie, ložiska. VUT, Brno, 1987
- [3] Černoch, S.: Strojně technická příručka. SNTL, Praha, 1973
- [4] Fiala, J. - Bebr, A. - Matoška, Z.: Strojnické tabulky 1 - Materiály pro strojnickou výrobu. SNTL, Praha, 1990
- [5] Fiala, J. - Svoboda, P. - Šimonovský, M.: Strojnické tabulky 2 - Základní strojní prvky a součásti. SNTL, Praha, 1989
- [6] Fiala, J. - Svoboda, P. - Šťastný, K.: Strojnické tabulky 3 - Základní strojní součásti a montážní jednotky. SNTL, Praha, 1989
- [7] Hájek, E.: Pružnost a pevnost I. ČVUT, Praha, 1987
- [8] Vávra, P.: Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické. SNTL, Praha, 1983

ČSN 03 8240 - Volba nátěrů pro ochranu kovových technických výrobků proti korozi.

ČSN 33 2190 - Elektrotechnické předpisy, připojování elektrických strojů a pohonů s elektromotory

ČSN 33 2200 - Elektrotechnické předpisy, elektrická zařízení pracovních strojů

ČSN 73 1401 - Navrhování ocelových konstrukcí