

Vysoká škola: **strojn^í a textiln^í**
v **Liberci**
Fakulta: **strojn^í**

Katedra: **obráběn^í a montáží**
Školn^í rok: **1980/81**

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Vladislava V R Á T I L A**
obor **23 - 34 - 8 výrobn^í stroje a zař^ízení**

Protože jste splnil..... požadavky učebn^ího plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství a kultury o státn^ích závěrečn^ích zkouškách tento diplomov^ý úkol:

Název tématu: **Konstrukčn^í úprava tahače ŠT 180 pro potřeby
kelejařských prac^í v k.p. DVIL Komeřany**

Pokyny pro vypracován^í:

- 1/ Zhodnocení stávajícího stavu mechanizačn^ích prostředků pro kelejařské práce v k.p. DVIL Komeřany
- 2/ Specifikace požadavků na rozšířen^í mechanizačn^ích zař^ízení
- 3/ Konstrukčn^í návrh úpravy tahače ŠT 180 pro uchycení hydraulické ruky HR 2500
- 4/ Ekenomick^é zhodnocení návrhu

Autorské právo se řídí směrnicemi
MŠK pro státn^í závěrečn^í zkoušky, č. j. 51
727/K2-102 ze dne 19. 11. 1968
1968-Věstník MŠK, část 21 ze
dne 31. 3. 1968 (19) část 2, 107/53 Sb.

V A 98/1981 3
VYSOKÁ ŠKOLA STROJN^Í A TEXTILN^Í
LIBEREC, SVOBODNÁ 5
PSC 461 17

Rozsah grafických prací: 3 - 5 výkresů

Rozsah průvodní zprávy: 35 - 40 stran textu

Seznam odborné literatury: Podklady n.p. LIAZ Jablonec n.N.
n.p. Bratislavské automobilové závody,
Bratislava

Vedoucí diplomové práce: Ing. Josef Cerha

Konsultanti: Ing. Jaroslav Menčík, CSc VŠST Liberec

Datum zadání diplomového úkolu: 6.10.1980

Termín odevzdání diplomové práce: 22.5. 1981



Dráb
Dec. Ing. Vojtěch Dráb, CSc

Vedoucí katedry

Stříž
Dec. RNDr Bohuslav Stříž, CSc

Děkan

Liberci dne 6.10. 1980

2	Profil U14-900	ČSN 420076	11 523							1
2	Plech 10-770x930	ČSN 425310	11 523							2
1	Pásnice 10-160x1050	ČSN 425522								3
2	Kotev. šroub M_20	ČSN 425520	11 523							4
1	Šroub M20x80	ČSN 021201								5
1	Šroub M16x125	ČSN 021201								6
4	Matice M16	ČSN 021401								7
1	P1. 20-100x140	ČSN 425310	11 523							8
1	P1. 36-160x360	ČSN 425310	11 523							9
1	P1. 20-135x330	ČSN 425310	11 523							10
1	Pásnice 20-160x860	ČSN 425310	11 523							11
2	P1. 10-330x105	ČSN 425310	11 523							12
1	P1. 10-140x360	ČSN 425522	11 523							13
1	P1. 10-140x85	ČSN 425522	11 523							14
1	P1. 10-140x140	ČSN 425522	11 523							15
1	P1. 10-180x120	ČSN 425522	11 523							16
1	P1. 10-100x100	ČSN 425522	11 523							17

Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovár	Mat. konečný	Mat. vychází	Množ. obr.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
------------	----------------	-----------	--------------	--------------	------------	---------	----------	---------------	------

Poznámka	Celková čistá váha v kg	
----------	-------------------------	--

Měřitko	Kreslil VRÁTIL	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Přezkoušel						x
	Norm. ref.						x
	Výr. projednal						x
	Schválil	Č. transp.	Změna	Datum	Podpis	Index změny	x
	Dne 13.5.81						x

Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
-----	---------	--------------	-------------

VŠST LIBEREC	Název NOSNÍK	A0-81DP-0S-04:03	Počet listů 2	list 2
-----------------	------------------------	------------------	---------------	--------

1	Rám ŠT 180									1
1	Hydraulická ruka HR 2503									2
2	Nosník							AO-81DP-OS-04.03		3
2	Pojistný šroub M 20	ČSN 425520	11	523						4
4	Kotevní šroub M 20	ČSN 425520	11	523						5
2	Podložka 20x65x80	ČSN 425522	11	500						6
8	Šroub M18x80	ČSN 021207								7
2	Šroub M16x125	ČSN 021201								8
2	Šroub M20x80	ČSN 021201								9
8	Šroub M16x65	ČSN 021201								10
2	Matice M 16	ČSN 021401								11
8	Matice M 16	ČSN 021401								12
6	Matice M 20	ČSN 021401								13
4	Matice M 20	ČSN 021402								14
8	Podložka 17	ČSN 021726								15
8	Podložka 18,3	ČSN 021740								16
10	Podložka 21	ČSN 021726								17
8	Podložka 16,3	ČSN 021740								18
2	Pl. 20x50x205	ČSN 425522	11	500						19

Počet kusů	Název - Rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. vchozí	Měř. čar.	Č. váha	Hr.váh.	Číslo výkresu	Pos.
------------	----------------	------------	--------------	-------------	-----------	---------	---------	---------------	------

Poznámka	Celková čistá váha v kg					
Měřítka	Kreslit VRTIL	Čís. sním.	Změna	Datum	Podpis	Uk. zmény
	Piezokouše					
	Vyr. proveden	Schválil	Č.transp.			
		Dne 13.5.81				

VŠST LIBEREC	Typ	Skupina	Starý výkres	Nový výkres
	Název	UCHYCNÍ RÁMU		AO-81DP-OS-04.00
			Počet listů 2	list 2

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

fakulta strojní

obor: 23-34-8

Výrobní stroje a zařízení

Zaměření:

Jednouúčelové obráběcí a tvářecí stroje

Katedra obrábění a montáže

Konstrukční úprava tahače ŠT 180 pro potřeby
kolejářských prací v k.p. DVIL Komořany

Vladislav Vrátil

Vedoucí práce: Ing. Josef Cerha, VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Jaroslav Menčík, CSc., VŠST Liberec

DP-VS-207/81

Kozsah práce a příloh:

počet stran: 47

počet příloh: 1

počet obrázků: 11

DT:

22.5.1981

Prohlašuji, že jsem uvedenou diplomovou
práci vypracoval samostatně, s použitím uve-
dené literatury.

Václav Vlček

O B S A H :

- 1.0.0 Úvod
- 2.0.0 Zhodnocení stávajícího stavu mechanizačních prostředků
- 2.1.0 Použitelnost speciálních mechanizačních prostředků z hlediska druhu kolejí
- 2.1.1 Světový trend vývoje
- 2.2.0 Zahraniční dvoucestné stroje, použitelné na přesuvných kolejích
- 2.2.1 Upravené stroje naší výroby
- 2.3.0 Pomočné mechanizační prostředky
- 2.4.0 Obecný charakter nejčastěji se vyskytujících prací
- 3.0.0 Specifikace požadavků na rozšíření mechanizačních zařízení
- 3.1.0 Obecné zásady a hlediska na další mechanizační prostředky pro údržbu kolejí
- 3.2.0 Technické řešení daného problému
- 3.3.1 Celková charakteristika tahače ŠKODA ŠT 180
- 3.3.2 Charakteristika hydraulické ruky HR 2503
- 4.0.0 Konstrukční návrh úpravy tahače ŠT 180 pro uchycení hydraulické ruky HR 2503
- 4.1.0 Vhodnost montáže z hlediska hydraulických systémů
- 4.1.1 Vhodnost montáže HR 2503 z hlediska pevnosti rámu ŠT 180
- 4.2.0 Stanovení výpočtového zatížení
- 4.2.1 Určení součinitele zatížení od břemene
- 4.2.2 Zatížení od svislých setrvačných sil, vznikajících při zdvihání a spouštění
- 4.2.3 Výsledný součinitel, zahrnující vliv břemene
- 4.3.0 Traktor stojící pouze na kolech
- 4.3.1 Síly působící na nápravy v klidu
- 4.3.2 Největší hmotnost břemene pro tahač stojící pouze na kolech
- 4.3.3 Kontrola stability pro tahač stojící na kolech
- 4.4.0 Traktor stojí na kolech a opěrách
- 4.4.1 Síly působící na nápravy a opěry v klidu
- 4.4.2 Kontrola stability pro tahač stojící na kolech a opěrách
- 4.4.3 Úprava rozteče opěr

- 4.4.4 Síly působící na opěry při zatížení
- 4.5.0 Síly působící na přidavný rám
- 4.6.0 Návrh nosníku přidavného rámu
- 4.6.1 Posouzení nutnosti výpočtu na únavu
- 4.6.2 Kontrola napětí v přidavném rámu
- 4.6.3 Napětí ve svaru mezi horní pásnicí a stojinou
- 4.6.4 Napětí ve svaru v místě připojení stěn k nosnému sloupku
- 4.6.5 Napětí ve svaru v místě přechodu nosného sloupku na rám
ŠT 180
- 4.6.6 Napětí v přípojném plechu nosného sloupku k rámu ŠT 180
- 4.7.0 Hydraulické obvody opraveného tahače
- 5.0.0 Ekonomický přínos pro národní hospodářství
- 5.1.0 Předběžná cena úpravy
- 6.0.0 Závěr

Ve Zprávě o činnosti, přednesené na XVI. sjezdu KSČ soudruhem G. Husákem, byly vytyčeny hlavní směry rozvoje palivoenergetické základny. V roce 1985 by měla těžba hnědého uhlí dosahovat 99 - 100 mil. tun. Na tomto výkonu se bude největší měrou podílet Severočeský hnědouhelný revír, který v roce 1980 dodával 68,2 mil. tun hnědého uhlí. Oblast hnědouhelné pánve Mostecka a Sokolovska se neustále perspektivně rozvíjí. Jsou zaváděny nejmodernější technologické komplexy s teoretickým výkonem až 10 000 m³/hod. zeminy. Ne vždy se však daří dodržet tyto výkony pro poměrně vysokou poruchovost. Proto je třeba dosáhnout zvýšení spolehlivosti a výkonnosti technologických celků, zejména dobývacích velkostrojů. Tento úkol lze dosáhnout zlepšenou spoluprací se strojírenskými podniky, jak to bylo uloženo ve zprávě na XVI. sjezdu KSČ.

V této pětiletce je třeba zajistit v plánovaných termínech realizaci nosných rozvojových programů SHD, zejména rozvoj Velkolomu M. Gorkij, Velkolomu ČSA, lomu Vršany, lomu Most a investiční akce na k. p. Doly Nástup Tušimice a dolu J. Šverma. Splnění těchto úkolů napomůže k naplnění sedmého pětiletého plánu v těžbě uhlí a tím i k rozvoji celého národního hospodářství.

Dále byl kladen velký důraz na zlepšování životního prostředí Severočeského kraje a to pro zlepšení rekultivačních prací a tím vytváření potřebných předpokladů pro zvyšování biologické činnosti s cílem urychlit návratnost zemědělského půdního fondu pro prvovýrobu a další výsadby ovocných stromů.

V uplynulých letech se prohloubila hospodářská a vědeckotechnická spolupráce se Sovětským svazem a ostatními členskými státy Rady vzájemné hospodářské pomoci. Vzrostl počet mnohostranných a dvoustranných specializačních smluv a výnamných dohod, jejichž prostřednictvím se Československo podílí na rozvoji energetických a surovinových zdrojů a na osvojení nových technologií ve spolupráci se Sovětským svazem i dalšími zeměmi našeho společenství. Výsledky v národním hospodářství umožnily další pokrok v uspokojování hmotných a kulturních potřeb obyvatelství, v plnění základních cílů sociálního programu strany.

Nové technologie dobývání již výhradně využívají pasové dopravy šířky až 2250 mm. Přesto nelze počítat s tím, že by byla zrušena méně progresivní doprava kolejová.

Na železniční trať, která je jednou ze základních složek kolejové dopravy, jsou provozem kladeny stále vyšší nároky. Pravidelnost, plynulost a bezpečnost provozu je podmíněna bezvadným stavem všech součástí tratí, železničního lože, umělých staveb kolejového svršku. Práce při údržbě, a opravách tratí vyžadují svědomité a odborné provádění, neboť jakékoliv nedostatky, i když nejsou hned viditelné a nemohou být okamžitě odhaleny, se nezbytně za provozu dříve či později objeví a jejich následné odstranění je mnohdy nesnadné, nákladné a vždy spojené s rušením vlakového provozu. Údržba a opravy tratí jsou v složitém procesu skládajícím se z řady různých úkonů na sebe navazujících a vzájemně se prolínajících. Jejich úspěšnou realizaci při minimálním rušení vlakového provozu, lze zajistit správnou a přesnou organizací a řízením práce. To znamená nejen znát konstrukci železniční tratě, mechanizační prostředky pro údržbu a opravy tratí, rozsah potřebných pracovních operací, ale i optimální způsoby nasazení mechanizačních prostředků.

2.0.0 ZHODNOCENÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU MECHANIZAČNÍCH PROSTŘEDKŮ

Základ strojního parku jednotlivých hospodářských středisek tvoří buldozery a překladače, dále mechanismy úzce specializované (automatické strojní podbíječky, čističky kolejového lože, aj.) a kategorie pomocných zařízení nebo přípravků, např. pily na kolejnice, vrtačky, stahováky, zvedáky kolejí apod.

Nejrůznějším způsobem upravované buldozery jsou využívány jako víceúčelové universální stroje (slouží jako zařízení tažná, zvedací, pro úpravu cest, dopravu materiálu) a pracují s minimální produktivitou a výkonem, s výjimkou hrnutí, tj. práce, pro kterou jsou určeny.

Další početnou skupinu strojů tvoří nakladače nejrůznějších konstrukcí, převažují nakladače HON.

Z těžkých mechanismů pro střední opravy tratí jsou to stroje převážně zahraniční výroby (fy Plasser Theurer z Rakouska a stroje z NDR).

2.1.0 POUŽITELNOST SPECIELNÍCH MECHANIZAČNÍCH PROSTŘEDKŮ Z HLEDISKA DRUHU KOLEJÍ

Koleje v lomových provozech Severočeského hnědouhelného revíru lze rozdělit do dvou skupin

- na koleje pevné (stálé)
- na koleje přesuvné (pohyblivé)

Koleje stálé mají zhutněné kolejové lože, jsou budovány podle norem ČSD, pro údržbu a opravu je možno použít všech mechanizačních prostředků používaných na ČSD.

Pohyblivé koleje oproti stálým mají tyto rozdíly:

- nemají charakter stálé stavby neustálými přesuny a prodlužováním dle postupu velkstrojů
- kolejové lože převážně škvárové
- odlišná konstrukce trolejového vedení
- značné znečištění spadáním materiálem

Tyto faktory v některých případech ztěžují nebo přímo vylučují nasazení některých speciálních mechanizačních prostředků na pohyblivých kolejích, zvláště jejich příjezd po kolejích na místo opravy.

2.1.1 SVĚTOVÝ TREND VÝVOJE

Mezi výrobci se stále více objevují stroje, které mohou pracovat v době mezi průjezdem dvou vlaků. Odpadá tím v některém případě i dlouhodobá výluka, která je nutná pro příjezd mechanizace na místo poruchy.

Jedná se o stroje, které jsou schopny jízdy po komunikacích nebo v terénu tak i po kolejích a nebo jsou konstruovány tak, že pojíždějí na speciálním kolovém podvozku a teprve v místě opravy najíždějí na kolej.

Představitelem první skupiny jsou dvoucestné stroje, z nichž k. p. DVIL využívá rypadla MTM 600 Liebherr fy Plasser Theurer z Rakouska a traktor MTM 401 od téhož výrobce.

Druhá skupina výrobků je známá u americké fy Tamper.

2.2.0 ZAHRANIČNÍ DVOUCESTNÉ STROJE POUŽITELNÉ NA PŘESUVNÝCH KOLEJÍCH

Program MTM fy Plasser zahrnuje dvoucestné stroje pro údržbu kolejí, pro jednotlivé nebo občasné se vyskytující práce na kolejích. Tyto stroje slouží zvláště k okamžitému odstranění poruch a pro mechanizaci pomocných kolejářských prací.

Dvoucestné rypadlo MTM 600 Liebherr (A 901 ZW) je bagr, jehož pracovní i manipulační pohyby vyvozují hydraulické válce. S přídatným zařízením je možno jej nasadit na práci na kolejích, jakož i na silnici či v terénu. Je vhodný zvláště pro kolejářské práce, které je nutno provést v časové tísni a to z toho důvodu, že může dojet až na pracoviště po cestách mimo kolej a teprve poblíž nebo přímo na pracovišti se nakolejit. Má řadu doplňkových orgánů, čímž se rozšiřuje možnost jeho použití.

Pohon při jízdě po kolejích se děje adhezním třením poháněných kol s pneumatikami. Za účelem práce a jízdy po kolejích je na obou stranách spodní stavby zabudován kolejový vodič s pojezdovými koly, který je ovládán z kabiny řidiče. K nasazení na kolej není nutný přejezd, takže je zaručeno optimální využití času v období mezi dvěma vlaky. Kontinuálně nastavitelné omezení zdvihu výložníku chrání před dotykem nebo poškozením troleje.

Dalším mechanizačním prostředkem, který lze s výhodou nasadit na přesuvných kolejích, je dvoucestný traktor MTM 401.

Jako základní stroj je použit traktor Masey-Ferguson (konstrukce zcela shodné s našimi traktory Zetor). Na tento stroj je namontován pomocný rám s nádrží pro hydrauliku a tlakovou vyrovnávací nádrž. Na pomocný rám se instalují výměnné pracovní agregáty. Možnost jízdy po kolejích i cestách se dosahují pomocí dvou párů kol s nákolky, které se hydraulicky zdvihají a spouštějí. Při pojíždění po koleji se přední kola traktoru nadzvednou a zadní kola slouží jako pohon pojezdu. Ovládání pracovních agregátů se děje z místa řidiče. Stroj MTM 401 může být vybaven následujícími pracovními agregáty:

- a) podbíjecí agregát
- b) zdvihací zařízení
- c) nivelační zařízení
- d) pluh na rozhrnování štěrku nebo škváry
- e) rovnač svahu

Je to stroj vhodný pro opravu malých výškových chyb koleje, na které z časových nebo ekonomických důvodů není vhodné nasazovat velké a vysoce výkonné mechanismy. Uplatňuje se zvláště na jednokolejných tratích, kde může najet do koleje a vyjet z koleje v místě opravy a opravu provést ve volném čase mezi dvěma vlaky.

2.2.1 UPRAVENÉ STROJE NAŠÍ VÝROBY

Je zřejmé, že další stroje není možné nakupovat za devizy. Proto je snahou upravovat stroje tuzemské výroby pro potřeby lomů SHR a to tak, aby svými parametry byly rovnocennými zvláště strojům dovezeným z kapitalistických států. Jako úspěšnou realizaci je možno připomenout úpravu zemního stroje ZTS TY.45, vyráběného u ZTS Martin a upravovaného pracovníky VŠST Liberec na dvoucestný. Takto upravený je nyní zcela ekvivalentní k dvoucestnému rypadlu Liebherr.

Dalším upravovaným strojem je traktor ŠT 180. Po vybavení hlavními agregáty pro kolejářské práce, pomocnými mechanizačními prostředky a eventuální úpravou na dvoucestný stroj, dává předpoklad pro vytvoření universálního mechanizačního zařízení pro opravy kolejového svršku.

Nutno připomenout, že tahače je možno využít i v jiných oblastech SHR. Mezi nejdůležitější oblasti dalšího použití patří na prvním místě jmenovat údržbu a opravy technologických celků.

2.3.0 POMOCNÉ MECHANIZAČNÍ PROSTŘEDKY

Další skupinou je kategorie pomocných mechanizačních prostředků pro kolejářské práce. Jedná se hlavně o pily na řezání kolejnic a vrtačky na vrtání děr pro svorníky. Dále pak různé zvedáky kolejí, ať už ruční či pneumatické nebo hydraulické a přípravky nej-různějších konstrukcí.

Tyto prostředky mají poměrně velkou hmotnost na to, aby je kolejáři nosili na delší cesty sami. Přeprava buldozerem je značně nevhodná a kromě toho většina z nich potřebuje pro svou činnost zvláštní zdroj energie.

Zatím nebyl vytvořen komplexní nosič tohoto nářadí, který by umožnil jejich nasazení, hlavně při provádění kolejových styků. Podle statistiky k. p. DVIL je z celkového počtu vykolejených vozidel 20 % vykolejení právě v místech špatně provedených styků a to takových, kdy byla kolejová stojina řezána autogenem a díry pro svorníky vypáleny. Těmito operacemi dochází k poruše struktury materiálu a tím zvýšenému nebezpečí dalšího lomu kolejnice. Při použití pily a vrtačky tento jev nevzniká.

2.4.0 OBECNÝ CHARAKTER NEJČASTĚJI SE VYSKYTUJÍCÍCH PRACÍ

Mezi nejčastěji se vyskytující práce patří především:

- úprava pláně při přestavbě kolejí
- manipulace s kolejnicemi, tj. vlečení kolejnic, položení na pražce a vyjmutí z nich, zařezávání na určitou délku, stykování, přivaření elektro propojky v místě styku
- odvodnění přesuvného kolejiště, tj. úprava sklonu terénu spádem od koleje
- manipulace s pražci
- doprava a odvoz materiálu

3.0.0 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA ROZŠÍŘENÍ MECHANIZAČNÍCH ZAŘÍZENÍ

Ve strojním parku kolejářů chybí dopravní prostředek, který by umožnil jejich rychlé přemístění na místo opravy, včetně přemístění speciálního pomocného nářadí.

Veškeré cesty jsou kolejáři nuceni vykonávat pěšky, lehčí předměty nosí sami, těžší předměty jsou přepravovány buldozerem, vlečeném na saních, a pod.

Obtíže spojené s dopravou osob na pracoviště včetně dopravy nářadí mají za následek nezájem pracovníků o používání speciálního nářadí (pily, vrtačky, aj.).

Buldozer nebo buldozer se saněmi je prostředek nouzový, značně neehospodárný, málo mobilní. Je tedy nutno vybavit pracovní čety kolejařů dopravními prostředky, které jsou schopny jízdy v terénu a které mohou rychle přepravovat nářadí a drobný materiál na pracoviště.

3.1.0 OBEČNÉ ZÁSADY A HLEDISKA NA DALŠÍ MECHANIZAČNÍ PROSTŘEDKY PRO ÚDRŽBU KOLEJÍ

- 1) Z hlediska sociální politiky musí mechanizace maximálně přispět ke zvýšení kultury práce a odstranění fyzičky namáhavých, nehygienických a nebezpečných výkonů.
- 2) Z hlediska efektivnosti práce musí další mechanizace při současném nedostatku pracovních sil maximálně nahrazovat práci živou.
- 3) Z hlediska devizové politiky a mezinárodní spolupráce je třeba co největší část mechanizace zajistit z vlastní tuzemské výroby, nebo v rámci programu socialistické integrace členských států RVHP. Dovozem z kapitalistických států opatřovat jen stroje, které nelze zajistit jinak.
- 4) Z hlediska provozu je nutné volit stroje umožňující provádět práce s minimálním rušením vlakového provozu.
- 5) Z hlediska opravárenské činnosti jde o to, aby počet typů strojů byl co nejmenší a aby konstrukce nové mechanizace v co největší míře využívala unifikace a typizace.

3.2.0 TECHNICKÉ ŘEŠENÍ DANÉHO PROBLÉMU

Od roku 1976 je Libereckými automobilovými závody dodáván na náš trh těžký kolový tahač Škoda ŠT 180. Je vyráběn a postupně vyvíjen se zaměřením k využití pro tažení těžkých závěsů, k lesním pracem a k všestrannému využití v zemědělství. Zde je určen pro hlubokou orbu, dále k tažení nebo nesení strojů a nářadí pro ostatní kultivaci, zvláště v těžkých půdách. Protože půdní podmínky z hlediska průjezdnosti kolových vozidel na povrchových dolech SHR jsou obdobné, naskýtá se tudíž možnost využití tohoto tahače pro pomocné práce při údržbě kolejového svršku.

Důležitou vlastností tahače ŠT 180, z hlediska průjezdnosti v těžkém terénu je to, že může být v provedení jednoduché nebo dvojité montáže pneumatik. Při dvojité montáži se podstatně snižují hodnoty statického měrného tlaku a zvyšuje se průjezdnost v rozbahněném terénu při stejném zatížení.

Základem doplňkového zařízení by měla být především hydraulická ruka HR 2503, montovaná na nákladní automobily Bratislavskými automobilovými závody. Použití hydraulické ruky umožňuje využít dalšího doplňkového nářadí, jako např.:

- kleští pro manipulaci s pražci při jejich výměně
- závěsného háku pro dopravu a kladení břemen
- drapákových kleští pro nakládání a dopravu sloupů, pražců apod.
- drapáku pro hloubení, vykládku a rozmisťování šterku, přemisťování pražců apod.
- elektromagnetu pro manipulaci s ocelovými předměty, sběr a nakládání železného šrotu.

Celkové schéma tahače ŠT 180 s hydraulickou rukou HR 2503 je na obrázku č. 2.

Přehled doplňkového nářadí pro údržbu kolejového svršku je uveden v příloze č. 1.

Prostor nad zadní nápravou by byl upraven pro vezení pomocné mechanizace a příslušný zdroj zajišťující jejich provoz.

3.3.1 CELKOVÁ CHARAKTERISTIKA TAHAČE ŠKODA ŠT 180

Tahač ŠT 180 je kolový traktor s pohonem přední a zadní nápravy. Je vybaven vznětovým šestiválcovým, kapalinou chlazeným motorem typu Škoda M 634, uloženým na pružných závěsech. Přenos kroutícího momentu od motoru se děje přes lamelovou spojku, desetistupňovou převodovku typu PRAGA 10P80, redukční a rozdělovací převodovku typu LIAZ na kola.

Tahač je vybaven dvoumístnou, dvoudveřovou, celokovovou, vytápěnou a větranou kabinou pro obsluhu, po obvodě zasklenou rovným bezpečnostním sklem. Na zadní části rámu je namontován závěs pro přívěs a hydraulicky ovládaná ramena pro připojení a ovládání strojů a nářadí.

Celkové zobrazení tahače je na obr. č. 1.

Hlavní technické údaje:

motor ŠKODA M 634

max. výkon 132 kW
při 1800 ot/min.

rozměry: délka	5,43 m
šířka	2,45 m
výška	3,19 m
rozvor	3,1 m
rozchod	1,88 m
přední nájezdový úhel	35°
vnější stopový průměr zatáčení	10,4 m
max. rychlost tahače	25 km/h
min. rychlost	2,6 km/h
max. tažná síla závěsu	64,4 kN
tlaky na nápravy: přední	46,5 kN
zadní	28,5 kN
pohotovostní hmotnost:	
při jednomontáži	7500 kg
/při dvojmontáži/	8420 kg

Střední statický měrný tlak kol na vozovku při hmotnosti 7500 kg a huštění pneu 200 kPa:

Jednoduchá montáž	přední kola	zadní kola
na tvrdou vozovku	0,82 MPa	0,51 MPa
na měkkou vozovku	0,15 MPa	0,10 MPa

při dvojmontáži z hmotnosti 8420 kg:

dvojmontáž	přední kola	zadní kola
na tvrdou vozovku	0,4 MPa	0,25 MPa
na měkkou vozovku	0,07 MPa	0,04 MPa

Kola a pláště:

počet kol	4
druh ráfků	DW 14x30 ČSN 30 3718
plášť	16,9/14 - 30 - 10PR
duše	16,9/14 - 30 ČSN 631421
dezén	F 213
huštění	150 - 200 kPa
únosnost pláště	2,5 kN při 200 kPa

Hydraulické okruhy:

Schema zapojení hydrauliky je na obr. č. 3.

Zatímco první hydraulický okruh je použit při řízení vozidla, druhý okruh hydraulického systému slouží k ovládání tříbodového závěsu a vnějšího nářadí pomocí samostatného rozvaděče.

Nádrž na zásobní kapalinu o objemu 27 l je uložena v přední levé části tahače pod rámem. Je vybavena čistěčem oleje. Druhý okruh je chráněn pojistným ventilem seřízeným na tlak 12 MPa. Připojení vnějšího okruhu je provedeno dvěma rychlospojkami.

Podrobně rozkreslené funkční schema je na výkrese č. 8ODP-OS-01.0.

3.3.2 CHARAKTERISTIKA HYDRAULICKÉ RUKY HR 2503

Hydraulická ruka HR 2503 je hydraulický jeřáb montovaný na nákladní automobily. Je určena pro skládání a nakládání materiálu až do hmotnosti 2500 kg.

Stojan je vystředěn 200 mm doleva od podélné osy vozidla, čímž se dosahuje většího vyložení na levé straně a lepší skladnost výložníku v přepravní poloze. Stabilitu při manipulaci s břemenem zabezpečují dvě hydraulické podpěry umístěné po stranách podstavce.

Všechny pohyby HR 2503 se ovládají páčkami rozvaděče z obou stran. Je to 5 ovládacích pák rozvaděčů a jedna páka ovládání akceleračního motoru. Pracovní pohyby, tj. otáčení výložníku zdvihání a spouštění výložníku, lomení a vysouvání poslední části vykonávají hydraulické válce.

Pro použití hydraulického přídavného zařízení je do hydraulického okruhu zapojen prepínací ventil, kterým se po vysunutí podpěr otevře přívod k hydraulickému přídavnému zařízení.

Schematické zobrazení hydraulické ruky je na obr. č. 4.

Na obr. č. 5 je schema zapojení hydrauliky HR 2503. Podrobné funkční schema zapojení hydraulického obvodu je na výkrese č. 8ODP - OS - 02.0.

4.0.0 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ÚPRAVY TAHAČE ŠT 180 PRO UCHYCENÍ HYDRAULICKÉ RUKY HR 2503

Konstrukční řešení musí respektovat požadavky kladené na základní stroj z hlediska pevnosti rámu a únosnosti pneumatik. Vhodným způsobem sladit hydraulické obvody tahače a ruky. Zajistit stabilitu při manipulaci HR 2503 s břemenem.

Aby bylo využito manipulačního rozsahu HR 2503 v maximální míře je tato umístěna na přídatném rámu zcela vzadu v prostoru třibodového závěru. Prostor nad zadní nápravou je upraven pro umístění agregátů a nářadí pro kolejářské práce. Ideové schéma umístění HR je na obr. č. 2, kde je zakreslen i manipulační rozsah hydraulické ruky namontované na traktor ŠT 180.

4.1.0 VHODNOST MONTÁŽE Z HLEDISKA HYDRAULICKÝCH SYSTÉMŮ

Hydraulický systém tahače ŠT 180, obr. 3, se skládá ze dvou samostatných obvodů. První pohání hydromotory řízení a je výrobcem nastaven na maximální pracovní tlak 8 MPa. Tento obvod zůstává nezměněn.

Druhý obvod zajišťuje přenos tlakové energie pro ovládání třibodového závěsu, případně pro jiná přídatná zařízení, připojená pomocí rychlospejek. Horní hranice tlaku je zde nastavena tlakovým ventilem, seřízeným na 12 MPa.

Maximální pracovní tlak hydraulické ruky je nastaven tlakovým ventilem, seřízeným na 13 MPa.

Jako připojovací použijeme obvod 12 MPa. Touto úpravou dochází ke snížení zvedacích sil HR 2503, která nyní bude pracovat s tlakem o 1 MPa nižším.

Při 13 MPa válec zdvihu výložníku vyvozuje moment:

x /m/	Q /kg/	M /Nm/
1,8	2 500	44 145
2,86	1 800	50 501
4,00	1 000	39 240

Nejvyšší hodnota je při vyložení $x = 2,86$ m a $Q = 1800$ kg. Při 12 MPa se tento moment sníží z 50 501 Nm na hodnotu 46 617 Nm a tím i hmotnost břemene z 1800 kg na 1661 kg.

V ostatních případech k omezení nosnosti nedochází.

Jestliže chceme využít těžkého kolového tahače ŠT 180 jako nosiče náradí, pak si musíme nejprve všimnout diagramu maximální přípustné hmotnosti přípojných agregátů v závislosti na těžiště hmoty (viz diagram č. 1 - kopie diagramu výrobce).

V podstatě lze říci, že výrobce zaručuje únosnost celého stroje, jestliže nepřekročíme hranice únosnosti pneu. Při dvojitě montáži pneumatik se zvyšují hodnoty únosnosti a dovoleného zatížení nápravy na dvojnásobek, a podstatně se snižují střední statické měrné tlaky při stejném zatížení.

Je možno vyslovit tezi, že dovolené zatížení rámu stroje je dáno maximálním zátěžným momentem $Q_N \cdot x_N$ vypočteným z hodnot diagramu č. 1. Bereme-li tento jako dovolený, pak skutečný zátěžný moment bude součinem skutečné hmotnosti břemene a vzdálenosti bez uvažování součinitele vlivu břemene n_G a dynamického součinitele. Následná kontrola pneu by měla ukázat, jaké je zatížení náprav. Při překročení dovoleného zatížení je nutno vhodným způsobem zajistit odlehčení na přípustnou mez.

Tabulka hodnot momentu $Q_N \cdot x_N$:

(hodnoty Q_N jsou odečteny z horní mezní křivky únosnosti pneu + 30 %)

J e d n o d u c h á montáž			D v o j i t á montáž	
$x_N/m/$	$Q_N /N/$	$Q_N \cdot x_N /Nm/$	$\bar{Q}_N/N/$	$\bar{Q}_N \cdot x_N /Nm/$
0	25 506	-	51 012	-
1	20 601	20 601	41 202	41 202
2	17 559	35 119	35 119	70 239
3	15 205	45 616	30 411	91 233
4	13 537	54 151	27 075	108 302
5	11 821	59 105	23 642	118 210

Z tabulky je patrné, že rám traktoru může být namáhán zátěžným momentem až 118 210 Nm. Výrobce uvedený diagram se týká jednoduché montáže, držíme se proto tohoto provedení a uvažujeme dovolený zátěžný moment $M_{Z_{dov}} = 59 105$ Nm.

Sloup hydraulické ruky umístěné v zadní části traktoru svou svislou osou zhruba odpovídá poloze spodního ramene úchytného oka tříbodového závěsu (odchylka je asi 200 mm ve prospěch únosnosti traktoru).

Hydraulická ruka vyvozuje zátěžný moment:

Vyložení /m/	Max. hmotnost břemene /kg/	Vyvozený zátěžný moment /Nm/
4,00	$Q_1 = 1000$	39 240
2,86	$Q_2 = 1661$	46 617
1,80	$Q_3 = 2500$	44 145

$$M_{Z_{\max}} = 46\ 617\ \text{Nm}$$

$M_{Z_{\max}} < M_{Z_{\text{dov}}}$... rám je schopný přenést zátěžný moment vyvozený hydraulickou rukou.

4.2.0 STANOVENÍ VÝPOČTOVÉHO ZATÍŽENÍ

Výpočtové zatížení je stanoveno podle ČSN 27 0103. Podle části IV. bude "zařízení" zatíženo stálými a proměnlivými zatíženími. Mezi stálá zatížení je možné považovat zatížení od vlastní hmotnosti hydraulické ruky přídatných podpěr pro ukotvení traktoru při zdvihání a rámu pro uchycení hydraulické ruky.

Za proměnlivé zatížení je možno považovat zatížení od břemene, dále zatížení vznikající od setrvačných sil při spouštění a zdvihání.

4.2.1 URČENÍ SOUČiniteLE ZATÍŽENÍ OD BŘEMENE

Hydraulická ruka má ve svém obvodu zapojen tlakový ventil, který zabraňuje přetížení. Na základě této skutečnosti norma ČSN 27 0103 uvažuje součinitel zatížení $n_Q = 1,2$.

4.2.2 ZATÍŽENÍ OD SVISLÝCH SETRVAČNÝCH SIL VZNIKAJÍCÍCH PŘI ZDVIHÁNÍ A SPOUŠTĚNÍ

Hodnota dynamického součinitele je stanovena podle tabulky 8. 2. ČSN 27 0103, vzhledem ke zdvihové rychlosti HR 2503, která je $0,2\ \text{m s}^{-1}$ ($=12\ \text{m min}^{-1}$).

$$\psi = 1,15 + 0,0025 \cdot v_Z = 1,15 + 0,0025 \cdot 12 = 1,18$$

4.2.3 VÝSLEDNÝ SOUČINITEL ZAHRNUJÍCÍ VLIV BŘEMENE

$$n_o = n_Q \cdot \gamma = 1,2 \cdot 1,18 = 1,416$$

Výpočet je nutno uvažovat se silami n_o -krát většími.

$$Q_{v1} = Q_1 \cdot n_o = 2500 \cdot 1,416 = 3540 \text{ kg} = 34\,727,4 \text{ N}$$

$$Q_{v2} = Q_2 \cdot n_o = 1661 \cdot 1,416 = 2351,9 \text{ kg} = 23\,072,8 \text{ N}$$

$$Q_{v3} = Q_3 \cdot n_o = 1000 \cdot 1,416 = 1416 \text{ kg} = 13\,890,9 \text{ N}$$

4.3.0 TRAKTOR STOJÍCÍ POUZE NA KOLECH

Výpočtové schéma je na obr. č. 7.

Z nápravových tlaků je vypočtena poloha těžiště traktoru

$X_{T1} = 1,178$ ($\bar{x}_{T1} = 1,922$) pro jednoduchou montáž a $X_{T2} = 1,2186$ ($\bar{x}_{T2} = 1,8814$) pro dvojitou montáž.

Dále je dáno:

$T_1 = 7\,500 \text{ kg}$... pohotovostní hmotnost tahače v základním provedení

$T_2 = 8\,420 \text{ kg}$ pohotovostní hmotnost tahače s dvojitou montáží kol

$T_N = 1\,100 \text{ kg}$... hmotnost pracovní plošiny s pomocnými agregáty

$T_R = 150 \text{ kg}$... hmotnost přídatného rámu

$T_{HR} = 960 \text{ kg}$... hmotnost hydraulické ruky

$x_1 = 1,80 \text{ m}$ $a = 0,45 \text{ m}$ $l = 3,10 \text{ m}$ $h = 2,00 \text{ m}$

$x_2 = 2,86 \text{ m}$ $b = 0,32 \text{ m}$ $d = 0,20 \text{ m}$ $j = 0,89 \text{ m}$

$x_3 = 4,00 \text{ m}$ $c = 0,95 \text{ m}$ $e = 2,123 \text{ m}$ $i = 0,437 \text{ m}$

Klopný moment výložníku není uvažován.

Tabulka 1. Hodnoty dovoleného zatížení pneumatik a náprav:

Druh pláště	Tlak v pneu /kPa/	Únosnost pneu /kN/	Dovolené zatížení nápravy /kN/	
			jednoduché	s dvojmontáží
10 PR-16,9/14	150	21,1	42,2	84,4
	160	21,9	43,8	87,6
	170	22,7	45,4	90,8
	180	23,5	47,0	94,0
	190	24,3	48,6	97,2
	200	25,0	50,0	100,0

Únosnost pláště lze zvýšit o 20 % při max. rychlosti 20 km/h.

krátkodobě o 30 % při max. rychlosti 15 km/h. a huštění 220 kPa.

V podmínkách lomových provozů (blátivý terén) je vhodnější využívat nižšího huštění pneumatik. Dovolené zatížení nápravy při jednoduché montáži kol pak lze uvažovat do 50 kN ($R_{dov} = 50 \text{ kN}$).

4.3.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA NÁPRAVY V KLIDU

a) jednoduchá montáž

Z momentové rovnice k místu 1▲ vypočteme sílu na přední nápravu:

$$\Sigma M_{1\Delta} = 0 \dots R_P \cdot l - T_1 \cdot \bar{x}_T - T_N \cdot b + T_R \cdot a + T_{HR} \cdot c = 0$$

$$R_P = \frac{1}{l} \cdot / T_1 \cdot \bar{x}_T + T_N \cdot b - T_R \cdot a - T_{HR} \cdot c / = 43,6 \text{ kN}$$

Zatížení zadní nápravy:

$$\Sigma F = 0 \dots R_Z = T_1 + T_N + T_R + T_{HR} - R_P = 51,6 \text{ kN}$$

$$R_Z > R_{dov} = 50 \text{ kN} \dots \text{překročena hranice dovoleného zatížení}$$

S ohledem na větší zatížení je nutno použít dvojitou montáž zadních kol. V předu je možno ponechat jednoduchou montáž, lze však doporučit i zde použít dvojmontáže a to z hlediska lepší průjezdnosti v méně únosném terénu.

b) dvojitá montáž

Nápravové tlaky se zvýší o hodnoty hmotností oráfování a p pneumatik. Hmotnost jednoho kompletního kola je $G_K = 230 \text{ kg}$.

Zatížení přední nápravy	$R_P = 48,14 \text{ kN}$
Zatížení zadní nápravy	$R_Z = 56,13 \text{ kN}$
Celková hmotnost upraveného tahače s dvojmontáží obou náprav	$T_c = 10\ 630 \text{ kg}$
Celková hmotnost upraveného tahače s dvojmontáží pouze na zadní nápravě	$\bar{T}_c = 10\ 170 \text{ kg}$

4.3.2 NEJVĚTŠÍ HMOTNOST BŘEMENE PRO TAHAČ STOJÍCÍ POUZE NA KOLECH

Limitujícím prvkem je dovolené zatížení levých zadních kol v závislosti na tlaku v pneumatikách.

a) hydraulická ruka v podélném směru

$$\Sigma M_G = 0 \dots Q_V \cdot \frac{e}{2} + Q_V \cdot d + Q_V \cdot \frac{x+c}{l} \cdot \frac{e}{2} + R_Z \cdot \frac{e}{2} - R_{dov} \cdot e = 0$$

$$Q_V = \frac{e}{\frac{e}{2} + d + \frac{x+c}{l} \cdot \frac{e}{2}} \cdot \frac{R_{dov} \cdot e - R_Z \cdot \frac{e}{2}}{e}$$

Hodnota dovoleného břemene pro jednotlivá vyložení musí respektovat součinitel vlivu břemene $n_c = 1,416$. $Q_{dov} = \frac{Q_V}{n_c}$

Tabulka č. 2. Maximální hmotnost břemene pro jednotlivá vyložení v závislosti na tlaku v pneumatikách

DÁNO			VYPOČTENO	
tlak v pneu /kPa/	R_{dov} /kN/	x /m/	Q_V /N/	Q_{dov} /kg/
150	42,2	0	18 907	1 361
		1,80	13 617	980
		2,86	11 691	842
		4,00	10 148	731
160	43,8	0	21 047	1 515
		1,8	15 159	1 091
		2,86	13 015	937
		4,00	11 297	813
170	45,4	0	23 188	1 669
		1,80	16 701	1 202
		2,86	14 339	1 032
		4,00	12 445	896
180	47,0	0	25 329	1 823
		1,80	18 243	1 313
		2,86	15 662	1 128
		4,00	13 594	979
190	48,6	0	27 469	1 978
		1,80	19 785	1 424
		2,86	16 986	1 223
		4,00	14 743	1 061
200	50,0	0	29 342	2 112
		1,80	21 134	1 521
		2,86	18 144	1 306
		4,00	15 749	1 134

Průběh je graficky znázorněn v diagramu č. 2.

b) hydraulická ruka v příčném směru

Největší zatížení na pneumatiky působí, jestliže je výložník natočen vlevo kolmo na podélnou osu vozidla.

$$\Sigma M_G = 0 \dots Q_V \cdot (x+d) + Q_V \cdot \frac{e}{2} + Q_V \cdot \frac{c}{\ell} \cdot \frac{e}{2} + R_Z \cdot \frac{e}{2} - R_{dov} \cdot e = 0$$

$$Q_V = \frac{1}{x+d+\frac{e}{2}+\frac{c}{\ell} \cdot \frac{e}{2}} \cdot /R_{dov} \cdot e - R_Z \cdot \frac{e}{2} /$$

Břemeno dovolené bude mít hodnotu:

$$Q_{dov} = \frac{Q_V}{n_c}$$

Tabulka č. 3. Největší hmotnost břemene je-li hydraulická ruka v příčném směru.

DÁNO			VYPOČTENO	
tlak v pneu /kPa/	R _{dov} /kN/	x /m/	Q _V /N/	Q _{dov} /kg/
150	42,2	0	18 907	1 361
		1,80	8 858	638
		2,86	6 749	486
		4,00	5 370	387
160	43,8	0	21 047	1 515
		1,80	9 861	710
		2,86	7 511	541
		4,00	5 978	430
170	45,4	0	23 188	1 669
		1,80	10 864	782
		2,86	8 274	596
		4,00	6 586	474
180	47,0	0	25 329	1 823
		1,80	11 867	854
		2,86	9 038	651
		4,00	7 194	518
190	48,6	0	27 469	1 978
		1,80	12 870	927
		2,86	9 802	706
		4,00	7 802	562
200	50,0	0	29 342	2 112
		1,80	13 748	990
		2,86	10 471	754
		4,00	8 334	600

Graficky je průběh nakreslen v diagramu č. 3.

4.3.3 KONTROLA STABILITY PRO TAHAČ STOJÍCÍ NA KOLECH

Kontrola se provádí s hodnotami výpočtového zatížení Q_v . Kriterium stability je, aby moment sil stabilizujících byl větší, než moment sil klopných. Dále podle ČSN 27 0101 článek 805 je zjištěn minimální součinitel stability $S_M \approx 1,5$. (Součinitel stability je poměr momentu stabilizujícího k momentu klopnému). Systém klopných hran je dán na obrázku č. 8.

a) ruka s břemenem je podélně

Klopná hrana je dána spojnicí bodů FG

$$\text{podmínka stability } S_{Po} > S_M$$

$$M_S > M_K$$

$$\sum M_{1A} \dots T_2 \cdot \bar{x}_{T2} + T_N \cdot b > T_R \cdot a + T_{HR} \cdot c + Q_v \cdot (x + c)$$

$$\text{moment stabilizující } M_S = 158,8 \text{ kNm}$$

Tabulka č. 4. Hodnoty klopného momentu a součinitele stability

DÁNO		VYPOČTENO	
x /m/	Q_v /kN/	M_K /kNm/	S_{Po}
1,80	21,134	67,5	2,3
2,86	18,144	78,5	2,0
4,00	15,749	87,3	1,8

Soustava je ve všech případech stabilní. Minimální součinitel stability v podélném směru je $S_{Po} = 1,8$ a vyhovuje podmínce $S_{Po} > S_M$.

b) ruka s břemenem je příčně

Klopná hrana je dána spojnicí bodů EF. Bod E představuje místo, kolem něhož se může přední náprava volně vykyvovat ($\pm 15^\circ$). Při tomto uložení nedochází ke kroucení rámu při jízdě terénem.

Jestliže by se přední náprava aretovala pevně k rámu, pak by byla klopná hrana dána spojnicí bodů FH a stabilita v příčném směru by se zvýšila. Docházelo by však ke kroucení rámu a celou problematiku by bylo nutno řešit jinak.

podmínka stability $S_{Př} > S_M$

$$M_S > M_K$$

$$\Sigma M_{4\blacktriangledown} \dots R_Z \cdot f_1 > Q_v \cdot (x - f_2)$$

kde f_1 je kolmá vzdálenost zatížení zadní nápravy od klopné hrany 4 \blacktriangledown , f_2 kolmá vzdálenost sloupu hydraulické ruky od klopné hrany 4 \blacktriangledown .

$$f_1 = l \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 1,0 \text{ m}$$

$$f_2 = (1 + c + \frac{d}{\sin \frac{\alpha}{2}}) \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{d}{\cos \frac{\alpha}{2}} = 1,3 \text{ m}$$

$$\text{arctg} \frac{\alpha}{2} = \frac{e}{2 \cdot l} = 18,9^\circ$$

moment stabilizující $M_S = 56,13 \text{ kNm}$

Tabulka č. 5. Hodnoty klopného momentu a součinitele stability.

DÁNO		VYPOČTENO	
x /m/	Q_v /kN/	M_K /kNm/	$S_{Př}$
1,80	13 748	6,8	8,2
2,86	10 471	16,3	3,4
4,00	8 334	22,5	2,5

Soustava je ve všech případech stabilní. Minimální součinitel stability v příčném směru je $S_{Př} = 2,5$ a vyhovuje podmínce $S_{Př} > S_M$.

4.4.0 TRAKTOR STOJÍ NA KOLECH A OPĚRÁCH

Aby se plně využila nosnost HR 2503, je třeba zajistit tuhé opření podvozku o okolní terén. K tomu slouží opěry, které jsou konstruovány buď tak, že zvětšují opěrný obrazec, nebo jsou umístěny v blízkosti původních dotykových ploch pneumatik a pak opěrný obrazec podstatně nezvětšují. V obou případech však zaručují tuhé uložení rámu podvozku tím, že vylučují vliv pružnosti pneumatik. Tím též tyto prvky silově odlehčují, jednak odstraňují nežádoucí kmitání, způsobené pružným uložením stroje na terénu. Ve-

likost dosedačí plochy opěry musí být volena se zřetelem na přípustný směrný tlak na zeminu.

4.4.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA NÁPRAVY A OPĚRY V KLIDU

Velikost sil působících na nápravy je závislá na tom, jak dalece dojde k vysunutí opěr. Celá soustava se chová jako nosník staticky neurčitý uložený na dvou pružných podporách a jedné pevné. Výpočtové schéma je na obr. 9.

Síla na přední nápravu v klidu

$$\sum M_{2\Delta} = 0 \dots R_P \cdot (l + c) - T_2 \cdot (\bar{x}_{T_2} + c) - T_N \cdot (b + c) + R_Z \cdot c - T_R \cdot (c - a) = 0$$

$$R_P = \frac{1}{(l + c)} \cdot [T_2 \cdot (\bar{x}_{T_2} + c) + T_N \cdot (b + c) + T_R \cdot (c - a) - R_Z \cdot c] \quad (1)$$

Pro $R_Z = 0$ zadní kola nemají styk s terénem a přestává být účinná ruční brzda. Zatížení zadní části se přenáší přes kotevní šrouby hydraulické ruky, které jsou rovněž více namáhány. Dále dochází ke zvýšenému zatížení předních kol ($R_P = 61,3$ kN).

Je tedy nepřipustné nadzvihovat prostřednictvím výsuvných opěr tahač tak, aby zadní kola nespočívala vůbec na zemi.

Stálý styk zadních kol se zemí zaručíme tím, že do obvodu vysouvání podpěr zařadíme tlakový ventil seřízený na určitou hodnotu.

Předpokládejme, že požadujeme hodnotu reakce zadní nápravy $\bar{R}_Z = 20$ kN. Podle rovnice (1) bude přední náprava zatížena silou $\bar{R}_P = 56,6$ kN.

Síly působící na opěry v klidu

$$\sum M_{3\Delta} = 0 \dots R_0 \cdot (l + c) + \bar{R}_Z \cdot l - T_2 \cdot x_{T_2} - T_N \cdot (l - b) - T_R \cdot (l + a) - T_{HR} \cdot (l + c) = 0$$

$$R_0 = \frac{1}{(l + c)} \cdot [T_2 \cdot x_{T_2} + T_N \cdot (l - b) + T_R \cdot (l + a) + T_{HR} \cdot (l + c) - \bar{R}_Z \cdot l]$$

$$R_0 = 27,65 \text{ kN}$$

Na jednu opěru připadá síla $R_{01} = \frac{R_0}{2} = 13,8$ kN.

Vzhledem k této hodnotě bude třeba nastavit tlakový ventil VT 4, buď experimentálně pomocí dynamometru (v KSK Komořany se těchto používá pro vážení strojů) nebo početně z průměru hydraulického válce vysouvání opěr.

Při požadavku plně využít nosnosti HR 2503 je limitujícím prvkem stabilita celého stroje. Podmínka stability opět je, aby moment sil stabilizujících byl větší než moment sil klopných a součinitel stability větší než $S_M = 1,5$.

a) Hydraulická ruka v podélném směru

Klopná hrana je dána spojnici bodů KL.
podmínka stability $S_{Po} > S_M$

$$M_S > M_K$$

$$\Sigma M_{2\Delta} \dots T_2 \cdot (x_{T2} + c) + T_N \cdot (b + c) + T_R \cdot (c - a) > Q_v \cdot x$$

moment stabilizující $M_S = 248,3 \text{ kNm}$

Tabulka č. 6. Hodnoty klopného momentu a součinitele stability:

DÁNO		VYPOČTENO	
x /m/	Q_v /kN/	M_K /kNm/	S_{Po}
1,8	34,7	62,5	3,9
2,86	23,0	65,8	3,7
4,00	13,8	55,5	4,4

Soustava je ve všech případech stabilní. Minimální součinitel stability v podélném směru při spuštěných opěrách je $S_{Po} = 3,7$ a vyhovuje podmínce $S_{Po} > S_M$.

b) Hydraulická ruka v příčném směru.

Největší klopný moment je vyvozen pro takové natočení výložníku, kdy je tento kolmý ke klopné hraně 5Δ . Maximum momentu stabilizujícího je závislé na dovoleném zatížení pneumatik, protože současně spolupůsobící bude klopná hrana daná spojnici EF až do hodnoty dovoleného zatížení pneumatik.

$$\arctg \frac{\beta}{2} = \frac{h}{2 \cdot (\ell + c)} = 13,86^\circ$$

$$f_4 = l \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 0,7431 \text{ m}$$

$$f_3 = \frac{e}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \sin \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\beta}{2} \right) = 0,2874 \text{ m}$$

$$f_5 = \left(l + c + \frac{d}{\sin \frac{\beta}{2}} \right) \cdot \sin \frac{\beta}{2} - \frac{d}{\cos \frac{\beta}{2}} = 0,9648 \text{ m}$$

$$\text{podmínka stability } S_{Př} > S_M$$

$$M_S > M_K$$

$$R_{dov} \cdot f_3 + R_Z \cdot f_4 > Q_v \cdot (x - f_5) \quad (2)$$

Pro případ, že došlo k úniku tlaku z pneumatik nebo nastalo z nějakých příčin nadzvižení zadních kol nad úroveň terénu a traktor se svou zadní částí opíral o zem pouze opěrami, pak v rovnici (2) je člen $R_{dov} \cdot f_3$ nulový a moment stabilizující je minimální.

Tabulka č. 7. Hodnoty klopného momentu:

DÁNO		VYPOČTENO
x /m/	Q_v /kN/	M_K /kNm/
1,80	34,7	29,0
2,86	23,0	43,7
4,00	13,8	42,1

Maximální klopný moment je $M_{Kmax} = 43,7 \text{ kNm}$.

Hodnoty momentu stabilizujícího a součinitele stability v příčném směru pro plnou nosnost HR 2503 v závislosti na tlaku v pneu, jsou v tabulce č. 8.

Tabulka č. 8.

tlak v pneu /kPa/	DÁNO		VYPOČTENO	
	R_{dov} /kN/	M_S /kNm/	$S_{Př} = \frac{M_S}{M_{Kmax}}$	
0	0	41,7	0,95	
150	42,2	53,8	1,23	
160	43,8	54,3	1,24	
170	45,4	54,7	1,25	
180	47,0	55,2	1,26	
190	48,6	55,6	1,27	
200	50,0	56,0	1,28	

Ani v jednom případě není součinitel stability větší jak 1,5. Pro traktor stojící pouze na opěrách a předních kolech je dokonce menší jak 1. Pro tento stav dochází k úplnému vytočení zadního rámu vůči přední nápravě. Při dosednutí začne působit klopná hrana daná spojnicí FH a následuje kroucení rámu, což je nepřijatelné. (Výrobce povoluje největší výkyv $\pm 15^\circ$ pro jednoduchou montáž a $\pm 6^\circ$ pro dvojitou montáž).

Použijeme-li hydraulické ruky HR 2503 v provedení, v jakém se montuje na nákladní automobily, bude její nosnost v příčném směru omezena podle rovnice (2), pro daný součinitel stability $S_M=1,5$ a minimální stabilizující moment, následovně:

$$Q_v = \frac{R_Z \cdot f_4}{(x - f_5) \cdot S_M} \quad (3)$$

Břemeno dovolené bude mít hodnotu $Q_{dov} = \frac{Q_v}{n_c}$

Vypočtené hodnoty dovoleného břemene pro hydraulickou ruku v příčném směru při vysunutých opěrách jsou v tabulce č. 9., graficky je průběh zakreslen v diagramu č. 4.

Tabulka č. 9.

DÁNO	VYPOČTENO	
	x /m/	Q_v /kN/
1,80	26,3	1 894
2,86	13,1	945
4,00	8,5	615

4.4.3 ÚPRAVA ROZTEČE OPĚR

Má-li být využito dané nosnosti HR 2503 v celém rozsahu otáčení výložníku, musí se zajistit stabilita v příčném směru zvětšením opěrnéka obrazce EKL, a to rozšířením rozteče opěr KL na hodnotu $K'L'$ (obr. 10).

Volme klopnou hranu $6\blacktriangledown$ tak, aby body $K'FE$ ležely v jedné přímce. To znamená, že tato je shodná s klopnou hranou $4\blacktriangledown$ na obr. 8.

$$h' = \frac{e \cdot (+c)}{l} = 2,773 \text{ m}$$

$$f_1 = 1,00 \text{ m}$$

$$f_2 = 1,3 \text{ m}$$

Kontrola stability

$$M_S > M_{Kmax}$$

$$R_2 \cdot f_1 > Q_v \cdot (x - f_2)$$

moment stabilizující $M_S = 56\,137\text{ Nm}$

pro $x = x_1 = 1,8\text{ m}$ je $Q_{v1} = 34\,727,4\text{ N}$

$$56\,137\text{ Nm} > 17\,363\text{ Nm}$$

pro $x = x_2 = 2,86\text{ m}$ je $Q_{v2} = 23\,073\text{ N}$

$$56\,137\text{ Nm} > 35\,994\text{ Nm}$$

pro $x = x_3 = 4,00\text{ m}$ je $Q_{v3} = 13\,890,9\text{ N}$

$$56\,137\text{ Nm} > 37\,505\text{ Nm}$$

Maximální klopný moment je $M_{Kmax} = 37,5\text{ kNm}$

Součinitel stability $S_{př} = \frac{M_S}{M_{Kmax}} = 1,4968 \quad (\dot{=} 1,5)$

Při rozšíření opěr na hodnotu $h' > 2,8\text{ m}$ je možno využít nosnosti HR 2503 v celém rozsahu otáčení výložníku (viz diagram č. 4 křivka A).

4.4.4 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA OPĚRY PŘI ZATÍŽENÍ

Uvažujme případ, kdy tahač stojí na tvrdé podložce a na zadní nápravu působí konstantní reakce $\bar{R}_Z = 20\text{ kN}$ (viz 4.4.1)

Pro obecnou polohu φ natočení výložníku platí:

$$\begin{aligned} \Sigma M_L = 0 \dots & (R_Z - \bar{R}_Z) \cdot \frac{l}{l+c} \cdot \frac{h}{2} + Q_v \cdot \left(\frac{h}{2} + d\right) + Q_v \cdot \frac{h}{2(l+c)} \cdot x \cdot \cos \varphi - \\ & - R_{oK} \cdot h + Q_v \cdot x \sin \varphi \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{oK} = \frac{1}{h} \cdot & (R_Z - \bar{R}_Z) \cdot \frac{l}{l+c} \cdot \frac{h}{2} + Q_v \cdot \left(\frac{h}{2} + d\right) + Q_v \cdot \frac{h}{2(l+c)} \cdot x \cos \varphi + \\ & + Q_v \cdot x \sin \varphi / \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_K = 0 \dots & R_L \cdot h - (R_Z - \bar{R}_Z) \cdot \frac{l}{l+c} \cdot \frac{h}{2} - Q_v \cdot \left(\frac{h}{2} - d\right) - Q_v \cdot \frac{h}{2(l+c)} \cdot x \cos \varphi + \\ & + Q_v \cdot x \sin \varphi = 0 \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{oL} = \frac{1}{h} \cdot & (R_Z - \bar{R}_Z) \cdot \frac{l}{l+c} \cdot \frac{h}{2} + Q_v \cdot \left(\frac{h}{2} - d\right) + Q_v \cdot \frac{h}{2(l+c)} \cdot x \cos \varphi - \\ & - Q_v \cdot x \sin \varphi / \end{aligned}$$

Hodnoty reakcí R_{OK} , R_{OL} pro původní rozteč opěr $h = 2,00$ m a omezenou nosnost v příčném směru jsou v tab. č. 10

Tabulka č. 10.

vyložení x /m/	natažení /°/	Q_v /N/	R_{OK} /kN/	R_{OL} /kN/
1,8	0	34727,4	42,4	35,4
	90	26310	53,3	0,675
2,86	0	23072,1	35,8	31,2
	90	13130	40,5	0,306
4,00	0	13890,9	29,0	26,2
	90	8530	36,0	0,182

Pro zvětšenou rozteč opěr a tím úplné využití nosnosti HR 2503 platí rovnice (4) a (5) obdobně s tím rozdílem, že místo h budeme dosazovat $h' = 2,8$ m. Pak budou reakce R'_{OK} , R'_{OL} .

Tabulka č. 11.

vyložení x /m/	Q_v /N/	/°/	R'_{OK} /kN/	R'_{OL} /kN/
1,8	34727,4	0	41,4	38,9
		90	55,9	8,86
2,86	23072,1	0	35,1	33,5
		90	50,5	1,79
4,00	13890,9	0	28,6	27,6
		90	41,6	1,30

4.5.0 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PŘÍDAVNÝ RÁM

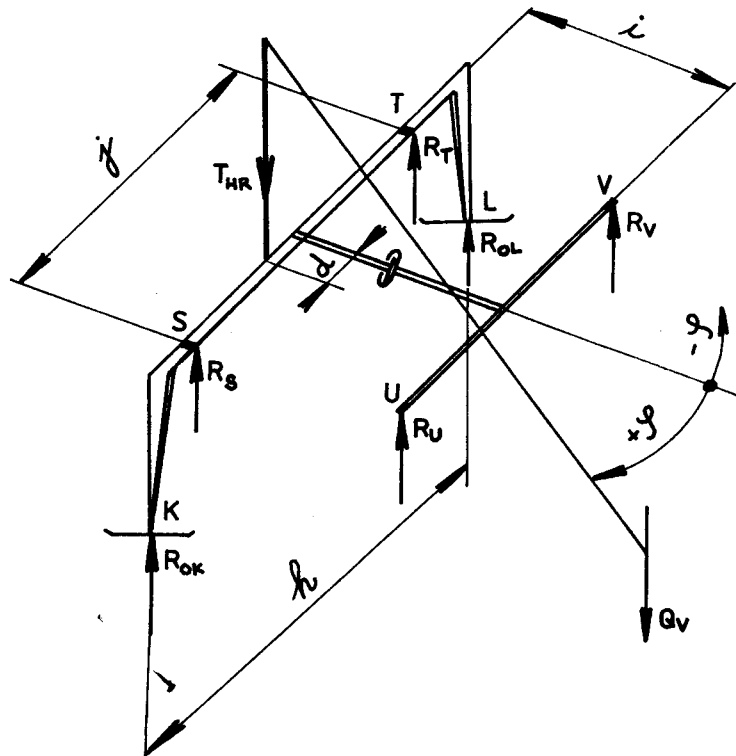
Návrtek umístění HR 2503 na rám je na obr. č. 11.

V přepravní poloze působí na přídatný rám síly od vlastní hmotnosti hydraulické ruky. Po vysunutí opěr se tyto ukotví silou $R_0 = 27,6$ kN do základu. V místech uchycení "S", "T" bude působit síla opěr zmenšená o hmotnost hydraulické ruky.

Dojde-li k zatížení břemenem, zachytí se svislé síly pomocí opěr a vyvozený zátěžný moment v bodech uchycení k rámu.

Síly působící na rám se vypočtou ze známých reakcí opěr R_{oK} , R_{oL} , (resp. R'_{oK} , R'_{oL}) (viz 4.4.4).

Výpočtové schéma:



Pro obecné natožení výložníku platí:

$$\Sigma M_T = 0 \dots R_{oK} \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{j}{2}\right) + R_S \cdot j - T_{HR} \cdot \left(\frac{j}{2} + d\right) - Q_v \cdot \left(\frac{j}{2} + d\right) - Q_v \cdot x \sin \varphi + \\ + Q_v \cdot \frac{j}{2l} \cdot x \cos \varphi - R_{oL} \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{j}{2}\right) = 0$$

$$R_S = \frac{1}{j} \cdot \left[T_{HR} \cdot \left(\frac{j}{2} + d\right) + Q_v \cdot \left(\frac{j}{2} + d\right) + Q_v \cdot x \cdot \sin \varphi - Q_v \cdot \frac{j}{2l} \cdot x \cdot \cos \varphi + \right. \\ \left. + R_{oL} \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{j}{2}\right) - R_{oK} \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{j}{2}\right) \right]$$

$$\Sigma M_S = 0 \dots R_{OK} \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{j}{2}\right) + T_{HR} \cdot \left(\frac{j}{2} - d\right) + Q_V \cdot \left(\frac{j}{2} - d\right) - Q_V \cdot x \cdot \sin \varphi - Q_V \cdot \frac{j}{2i} \cdot x \cdot \cos \varphi - R_{OL} \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{j}{2}\right)$$

$$R_T = \frac{1}{j} \left[R_{OK} \cdot \left(\frac{h}{2} - \frac{j}{2}\right) + T_{HR} \cdot \left(\frac{j}{2} - d\right) + Q_V \cdot \left(\frac{j}{2} - d\right) - Q_V \cdot x \cdot \sin \varphi - Q_V \cdot \frac{j}{2i} \cdot x \cdot \cos \varphi - R_{OL} \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{j}{2}\right) \right]$$

$$R_U = R_V = \frac{Q}{2i} \cdot x \cdot \cos \varphi$$

Pro síly působící při práci bez opěr budou v rovnicích reakce R_{OK} , R_{OL} nulové.

Síly F_S , F_T , F_U , F_V působící na rám budou mít opačný směr než reakce R_S , R_T , R_U , R_V .

Vypočtené hodnoty reakcí jsou v tabulce č. 12.

Tabulka č. 12.

DÁNO				VYPOČTENO		
x /m/	/°/	Opěry vysunuty	Q_V /N/	R_S /kN/	R_T /kN/	$R_U=R_V$ /kN/
1,8	0	NE	21 134	-21,3	-35,1	43,5
		ANO	34 727	-86,2	-90,4	71,5
	+ 90	NE	13 748	44,5	-21,4	∅
		ANO	26 310	- 7,0	-11,2	∅
2,86	0	NE	18 144	-39,3	-51,7	53,3
		ANO	23 072	-90,6	-94,8	75,5
	+ 90	NE	10 471	48,0	-28,1	∅
		ANO	13 130	- 7,0	-11,2	∅
4,00	0	NE	15 749	-53,8	-65,1	72,0
		ANO	13 890	-77,4	-81,6	63,5
	+ 90	NE	8 334	50,3	-32,5	∅
		ANO	8 530	- 7,0	-11,2	∅

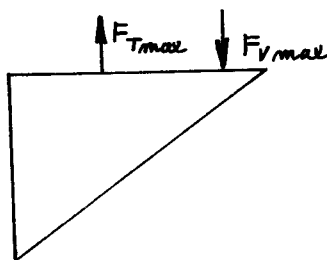
Záporné znaménko značí, že reakce působí obráceně než je zakresleno na výpočtovém schématu.

Kritickým jsou případy:

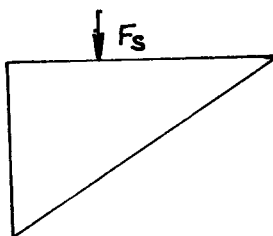
- a) při spuštěných opěrách, vyložení 2,86 m, s hydraulickou rukou v podélném směru. Pak na nosník M působí síly:

$$F_{Tmax} = 94,8 \text{ kN}$$

$$F_{Vmax} = 75,5 \text{ kN}$$



- b) při práci bez opěr, vyložení 4,00 m s hydraulickou rukou příčně. Pak na nosník N působí síla $F_S = 50,3 \text{ kN}$.

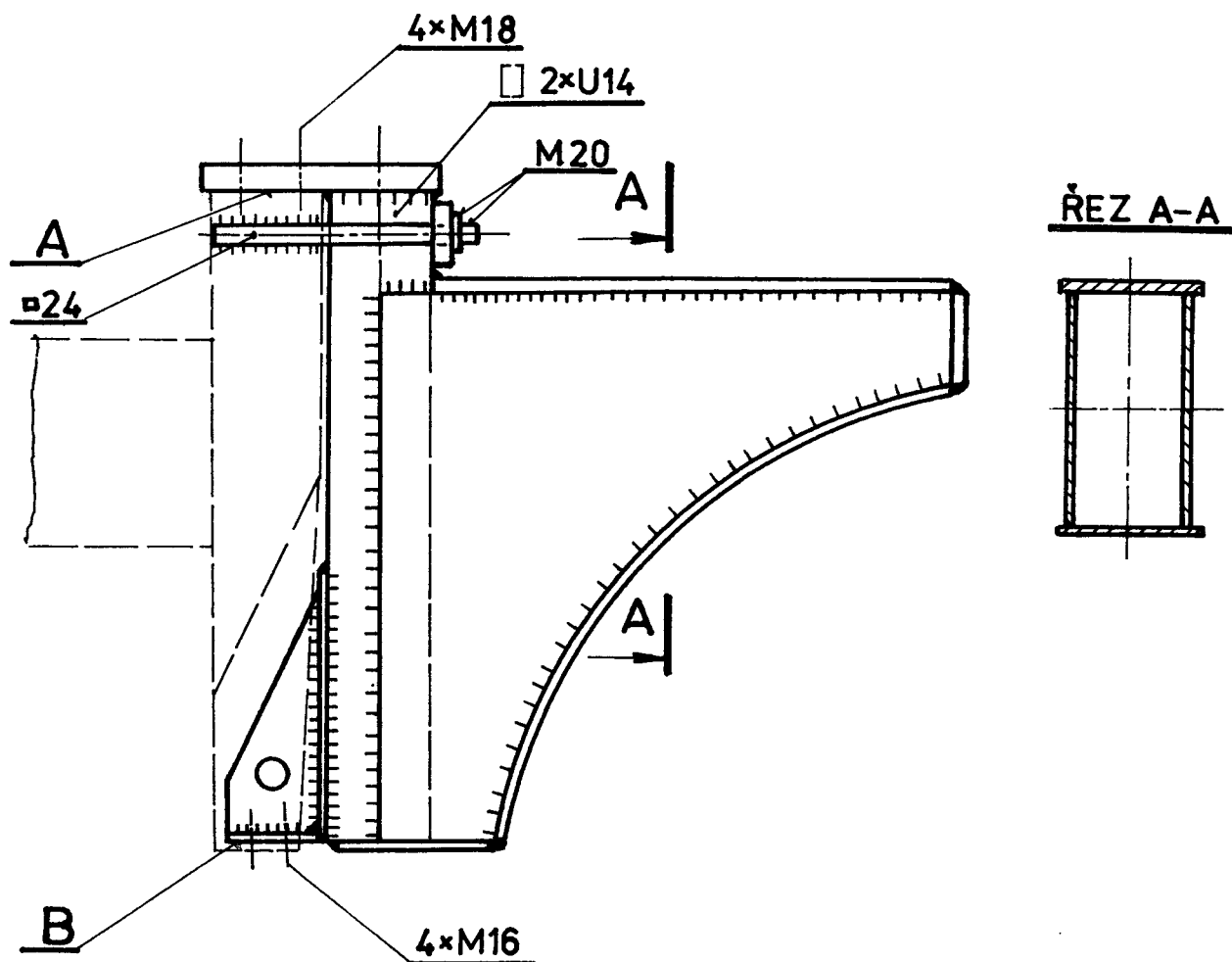


V dalším výpočtu se uvažuje první nebo druhý kritický případ podle toho, který stav působí nepříznivěji.

4.6.0 NÁVRH NOSNÍKU PŘÍDAVNÉHO RÁMU

Nosník je geometricky tvarován tak, aby neomezoval prostor závěsu pro valník. To znamená, že jeho spodní část je zaoblena tak, aby přípojná oj valníku nenarážela při zatáčení do stěn rámu.

Nosník tvoří dva plechy, zajištěné proti vybočení po obvodě pásnicemi. Tloušťka plechů je 10 mm, tloušťka horní pásnice je 20 mm a spodní 10 mm. Obě plechy jsou přivařeny k nosnému sloupcí složenému ze dvou U profilů č. 14. Sloupek je přišroubován k rámu traktoru pomocí 4 šroubů M 18 a čtyřhranná, ukončených závitěm a přivařených k rámu ŠT 180 nahoře. Dále potom pomocí patky s čepem, v místě, kde bylo rameno tříbodového závěsu.



Všechny svary jsou velikosti $t = 10$ mm.

Horní pásnice je přivařena svarem $\frac{1}{2}$ V plus koutovým navrch. Ostatní svary jsou koutové.

Při montáži je třeba zajistit dosednutí v plochách A a B. Proto se bude spodní patka přivařovat až po sešroubování na ploše A.

4.6.1 POSOUZENÍ NUTNOSTI VÝPOČTU NA ÚNAVU

O nutnosti výpočtu konstrukce na únavu rozhoduje počet pracovních cyklů za rok T_r a poměrné zatížení q . Podle těchto se volí v ČSN 27 0101 srovnávací čísla.

Je-li součet srovnávacích čísel menší nebo roven třem, pak není konstrukce nutno posuzovat na únavu. Naopak pro součet srovnávacích čísel větší než tři je nutno uvažovat mez únavy materiálu.

Celkový počet pracovních cyklů za rok se určí ze vztahu

$$T_r = n \cdot t \cdot \tau \cdot T_h$$

n ... počet pracovních dnů v roce

t ... celková pracovní doba v hodinách za den

τ ... časové využití jeřábu ($\tau = \frac{t_s}{t}$)

T_h ... počet pracovních cyklů za hodinu

Pro nepřetržitý provoz je $n = 365$ dnů

$t = 24$ hodin.

Počet pracovních cyklů a časové využití je voleno takto:

$$\tau = 0,2 \quad T_h = 10$$

$$T_r = 365 \cdot 24 \cdot 0,2 \cdot 10 = 17\,520 \Rightarrow \text{srovnávací číslo 1.}$$

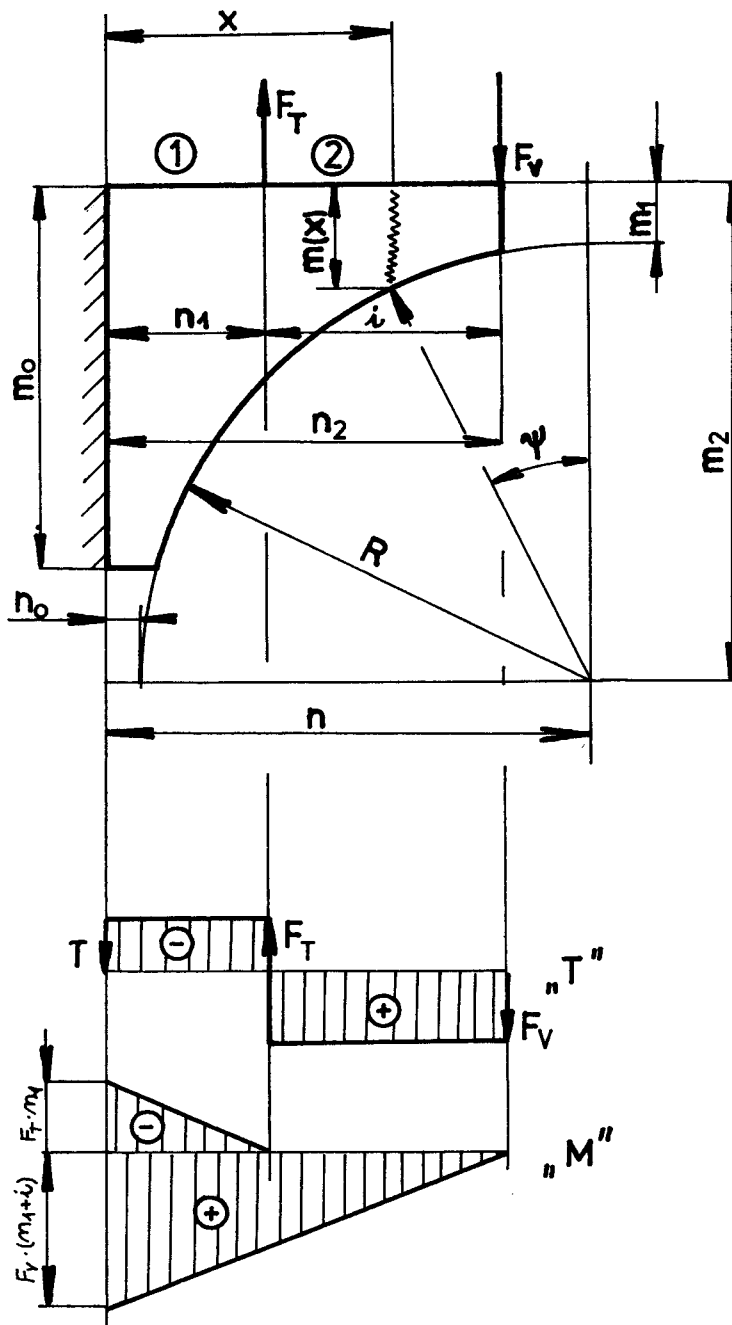
Poměrné zatížení $q = \frac{\text{břemeno průměrné}}{\text{břemeno celkově dovolené}} \cdot 100 \text{ \%}$

Průměrná hodnota břemene je 500 kg. Břemeno dovolené je 2500 kg.

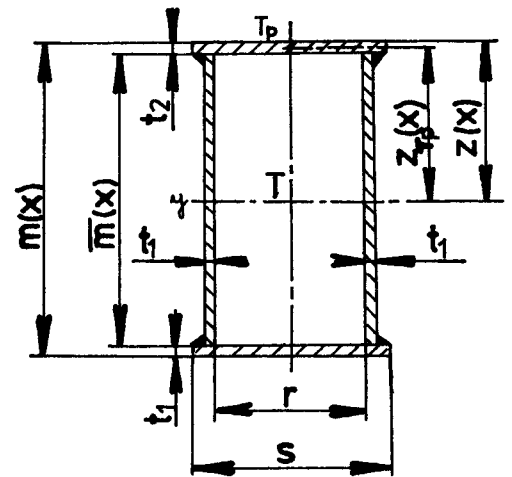
$$q = \frac{500}{2500} \cdot 100 \% = 20 \% \Rightarrow \text{srovnávací číslo 1.}$$

Součet srovnávacích čísel je 2. Konstrukci není nutno počítat na únavu.

Výpočtové schéma pro první kritický případ.



PRŮŘEZ A-A



m_0	=	0,85	m
m_1	=	0,10	m
m_2	=	0,92	m
n	=	0,93	m
n_0	=	0,12	m
n_1	=	0,4	m
l	=	0,43	m
R	=	0,82	m
F_T	=	98,4	kN
F_V	=	75,5	kN
(F_S)	=	50,3	kN
t_1	=	0,01	m
t_2	=	0,02	m
r	=	0,12	m
s	=	0,16	m

všechny svary $t=10$ mm

Napětí v krajním vlákně horní pásnice:

$$\sigma(x) = \frac{M_o(x)}{I_y(x)} \cdot z(x)$$

Velikost ohybového momentu v obecném místě:

v poli (1) ... $M_{o1}(x) = F_V \cdot (n_1 + i - x) - F_T \cdot (n_1 - x)$

v poli (2) ... $M_{o2}(x) = F_V \cdot (n_1 + i - x)$

Statičný moment setrvačnosti v obecném místě:

$$I_y(x) = \frac{1}{12} \cdot s \cdot m^3(x) - \bar{m}^3(x) \cdot (s - 2t_1) /$$

Výška profilu v obecném místě:

$$m(x) = R \cdot (1 - \cos \psi) + m_1$$

$$\sin \psi = \frac{n-x}{R} \text{ převedeme na } \cos \psi = \sqrt{1 - \left(\frac{n-x}{R}\right)^2}$$

$$m(x) = R \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{n-x}{R}\right)^2}\right) + m_1$$

$$/ \bar{m}(x) = m(x) - t_1 - t_2 /$$

Vzdálenost krajního vlákna pásnice:

$$z(x) = \frac{m(x)}{2}$$

Smykové napětí v nosníku:

$$\tau(x) = \frac{T(x)}{S(x)}$$

Velikost posouvající síly:

v poli (1) ... $T_1(x) = F_T - F_V = 22,9 \text{ kN}$

v poli (2) ... $T_2(x) = F_V = 75,5 \text{ kN}$

Průřez nosníku:

$$S(x) = s \cdot (t_1 + t_2) + 2 \cdot \bar{m}(x) \cdot t_1$$

Velikost srovnávacího napětí:

podle hypotézy HMM je velikost srovnávacího napětí při ohybu se smykem

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma(x)^2 + 3 \tau(x)^2}$$

Srovnávací napětí nesmí překročit dovolené namáhání σ_{dov} a napětí ve smyku musí být menší než τ_{dov} .

$$\sigma_S < \sigma_{dov}$$

$$\tau < \tau_{dov}$$

Materiál rámu je ocel 11 523.1, kde podle ČSN 27 0105 je dovolené namáhání $\sigma_{dov} = 215 \text{ MPa}$ a $\tau_{dov} = 129 \text{ MPa}$.

Pro druhý kritický případ, kdy na nosník N působí osamělá síla $F_S = 50,3 \text{ kN}$ platí vzorce obdobně. Vypočtené hodnoty pro tuto variantu jsou v tabulce č. 13 označeny čarou.

tabulka č. 13.

VELIČINA	MÍSTO KONTROLY		
	$x = \emptyset$	$x = n_1$	$x = n_1 + i$
$m(x) / \text{m/}$	0,8500	0,2943	0,1061
$z(x) / \text{m/}$	0,4250	0,1472	0,0531
$\bar{m}(x) / \text{m/}$	0,8200	0,2643	0,0761
$S(x) / \text{m}^2 /$	0,0212	0,0101	0,0063
$H_o(x) / \text{kNm/}$	23,3	32,4	\emptyset
$M_o'(x) / \text{kNm/}$	20,1	\emptyset	\emptyset
$I_y(x) / \text{m}^4 /$	0,0180	$1,24 \cdot 10^{-4}$	$1,07 \cdot 10^{-5}$
$T(x) / \text{kN/}$	22,9	98,4	75,5
$f(x) / \text{kN/}$	50,3	50,3	\emptyset
$\sigma(x) / \text{MPa/}$	0,55	38,30	\emptyset
$\tau(x) / \text{MPa/}$	1,08	9,74	11,98
$\sigma_S(x) / \text{MPa/}$	1,94	41,85	20,75
$\sigma'(x) / \text{MPa/}$	0,47	\emptyset	\emptyset
$\tau'(x) / \text{MPa/}$	2,37	4,98	\emptyset
$\sigma_S'(x) / \text{MPa/}$	4,13	8,62	\emptyset

Podmínka $\sigma_{dov} > \sigma_S$ a $\tau_{dov} > \tau$ je splněna.

4.6.3 NAPĚTÍ VE SVARU MEZI HORNÍ PÁSNICÍ A STOJINOU

Ve svaru působí napětí normálové $\sigma(x) = \frac{M_o(x)}{I_y(x)} \cdot z_S(x)$

a napětí smykové $\tau = \frac{T(x) \cdot U(x)}{1,4 \cdot t \cdot I_y(x)}$

$U \dots$ je statický moment průřezu pásnice k. neutrální ose

$z_S \dots$ vzdálenost svaru od neutrální osy

$$(z_S(x) = z(x) - t_2)$$

$$U(x) = s \cdot t_2 \cdot z_{TP}(x) = s \cdot t_2 \cdot (z(x) - \frac{t_2}{2})$$

Srovnávací napětí ve svaru bude $\sigma_S = \sqrt{\sigma(x)^2 + 3 \tau(x)^2}$.
 Pro druhý kritický případ jsou opět hodnoty napětí v tab. č. 14
 označeny čarou.

Tabulka č. 14. Vypočtené hodnoty napětí ve svaru

Veličina	místo kontroly		
	$x = \emptyset$	$x = n_1$	$x = n_1 + i$
$\sigma(x)$ /MPa/	0,52	33,3	\emptyset
$\tau(x)$ /MPa/	0,12	28,8	34,7
$\sigma_S(x)$ /MPa/	0,56	59,9	60,1
$\sigma'(x)$ /MPa/	0,45	\emptyset	\emptyset
$\tau'(x)$ /MPa/	0,26	12,7	\emptyset
$\sigma'_S(x)$ /MPa/	0,63	21,9	\emptyset

Podle ČSN 27 0105 je dovolené namáhání koutových svarů
 $\tau_{dov} = 140$ MPa.

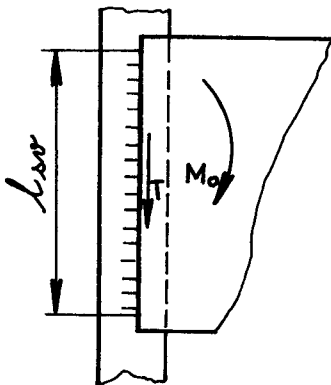
$$\tau_{dov} > \sigma_S \dots \text{ svar vyhovuje}$$

Protože není zaručeno, že pásnice dosedne těsně na horní
 hranu stěny, je nejprve proveden svar $\frac{1}{2}$ V a na něm svar koutový.
 Nevznikne tak přídatné smykové napětí od soustředěného tlaku.

4.6.4 NAPĚTÍ VE SVARU V MÍSTĚ PŘIPOJENÍ STĚN K NOSNÉMU SLOUPKU

Svar je koutový velikosti 10 mm.

Ve svaru vzniká smykové napětí τ_1 od ohybového momentu a
 napětí τ_2 od posouvající síly.



$$\tau_1 = \frac{M_0}{W_{osv}} = \frac{6 \cdot M_0}{2,0,7 \cdot t \cdot l_{sv}^2}$$

$$\tau_2 = \frac{T}{2,0,7 \cdot t \cdot l_{sv}}$$

$$l_{sv} \dots \text{ je délka svaru } (l_{sv} = m_0 - 1,5t = 0,835 \text{ m})$$

Výsledné smykové napětí bude:

$$\tau_s = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$$

Pro první kritický případ působí ohybový moment $M_0 = 23,3$ kNm a posouvající síla $T = 22,9$ kN.

$$\tau_1 = \frac{6 M_0}{2.0,7.t. S^2} = \frac{6 \cdot 23\,300}{2.0,7.0,01.0,835^2} = 14,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{T}{2.0,7.t. S} = \frac{22\,900}{2.0,7.0,01.0,835} = 1,9 \text{ MPa}$$

$$\text{srovnávací napětí } \tau_s = \sqrt{14,3^2 + 1,9^2} = 14,4 \text{ MPa}$$

Pro druhý kritický případ působí ohybový moment $M'_0 = 20,1$ kNm a posouvající síla $T' = 50,3$ kN.

$$\tau_1 = \frac{6 M'_0}{2.0,7.t. S^2} = \frac{6 \cdot 20\,100}{2.0,7.0,01.0,835^2} = 12,3 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{T'}{2.0,7.t. S} = \frac{50\,300}{2.0,7.0,01.0,835} = 4,3 \text{ MPa}$$

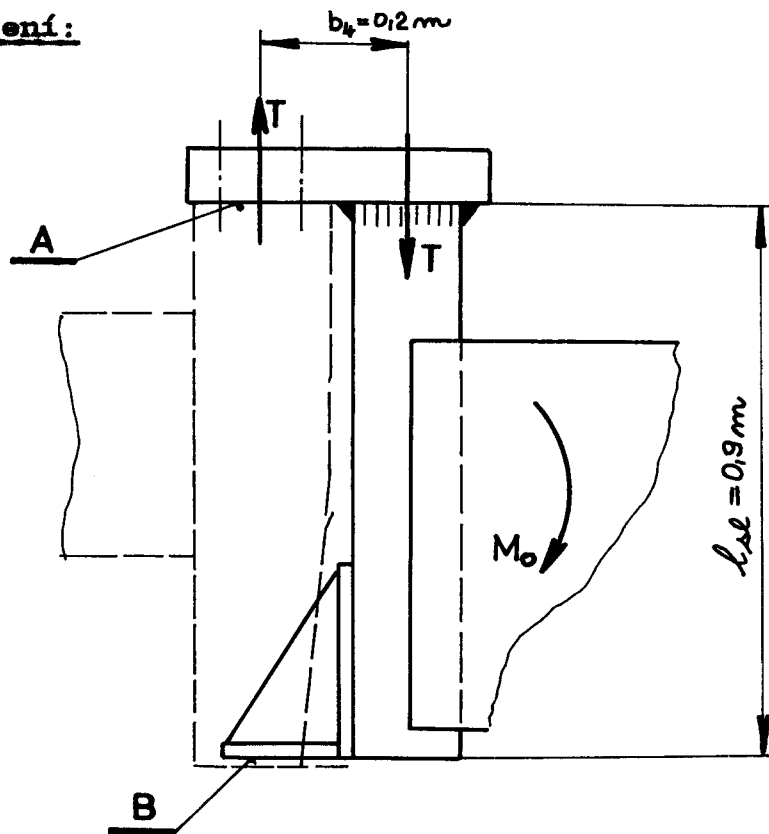
$$\text{srovnávací napětí } \tau_s = \sqrt{12,3^2 + 4,3^2} = 13,0 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{dov}} > \tau_s \dots \text{ svar vyhovuje.}$$

4.6.5 NAPĚTÍ VE SVARU V MÍSTĚ PŘECHODU NOSNÉHO SLOUPKU NA RÁM ŠT 180

Předpokládejme, že nedošlo na ploše B k dosednutí a že svar přenáší celé zatížení od posouvající síly T.

Schema zatížení:



Posouvající síla T způsobí ve spoji napětí $\tau_1 = \frac{T}{S_{sv}}$ a
 napětí $\tau_2 = \frac{T \cdot b_4}{W_{osv}}$

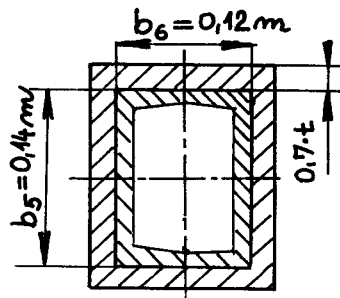
Smykové napětí od ohybového momentu M_0 bude $\tau_3 = \frac{M_0}{l_{sv} \cdot S_{sv}}$

S_{sv} ... je plocha nebezpečného průřezu svaru.

$$S_{sv} = 0,7 \cdot t \cdot l_{sv} = 3,64 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

l_{sv} ... je celková délka svaru kolem dvou profilů
 U 14 ($l_{sv} = 0,52 \text{ m}$)

W_{osv} ... je průřezový modul nebezpečného průřezu
 svaru v rovině připojení.



$$W_{osv} = \frac{1}{6} \cdot [(b_6 + 1,4 \cdot t) \cdot (b_5 + 1,4 \cdot t)^2 - b_6 \cdot b_5^2] = 1,37 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Při současném působení tahu, ohybu a smyku je výsledné napětí:

$$\tau = \sqrt{(\tau_1 + \tau_2)^2 + \tau_3^2}$$

Pro první kritický případ ($T = 22,9 \text{ kN}$, $M_o = 23,3 \text{ kNm}$)

je: $\tau_1 = 6,3 \text{ MPa}$

$\tau_2 = 33,4 \text{ MPa}$

$\tau_3 = 7,1 \text{ MPa}$

$\tau = 40,3 \text{ MPa}$

Pro druhý kritický případ ($T = 50,3 \text{ kN}$, $M_o = 20,1 \text{ kN}$)

je $\tau_1 = 13,8 \text{ MPa}$

$\tau_2 = 73,4 \text{ MPa}$

$\tau_3 = 6,1 \text{ MPa}$

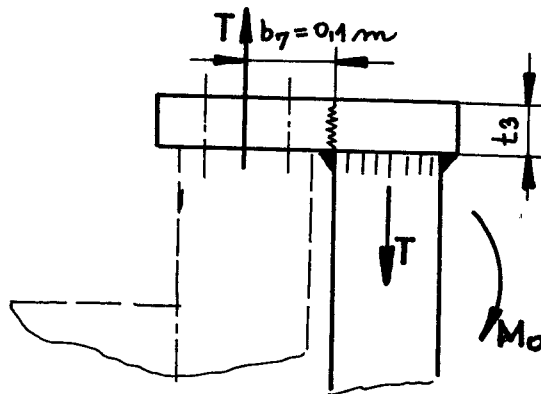
$\tau = 87,4 \text{ MPa}$

Maximální smykové napětí je $\tau = 87,4 \text{ MPa}$ a je menší než $\tau_{dov} = 140 \text{ MPa}$. Svar tedy vyhovuje.

4.6.6 NAPĚTÍ V PŘÍPOJNÉM PLECHU NOSNÉHO SLOUPKU K RÁMU ŠT 180

Plech je tloušťky $t_3 = 0,035 \text{ m}$ a šířky $b_3 = 0,14 \text{ m}$. Materiál plechu je ocel I1 523.1 ($\sigma_{dov} = 215 \text{ MPa}$, $\tau_{dov} = 129 \text{ MPa}$).

Schema zatížení



V nebezpečném průřezu vzniká napětí:

ohybové $\sigma_o = \frac{T \cdot b_7}{W_o} = \frac{6 \cdot T \cdot b_7}{b_3 \cdot t_3^2}$

tahové $\sigma_t = \frac{M_o}{I_{sl}^S} = \frac{M_o}{I_{sl}^S \cdot t_3 \cdot b_3}$

smykové $\tau = \frac{T}{S} = \frac{T}{t_3 \cdot b_3}$

Napětí srovnávací bude $\sigma_s = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_o)^2 + 3\tau^2}$

Pro první kritický případ je:
($T=22,9$ kN, $M_0=23,3$ kNm)

$$\begin{aligned}\sigma_o &= 80,1 \text{ MPa} \\ \sigma_t &= 5,2 \text{ MPa} \\ \tau &= 4,6 \text{ MPa} \\ \sigma_s &= 85,6 \text{ MPa}\end{aligned}$$

Pro druhý kritický případ je:
($T=50,3$ kN, $M_0=20,1$ kNm)

$$\begin{aligned}\sigma_o' &= 175,9 \text{ MPa} \\ \sigma_t' &= 4,5 \text{ MPa} \\ \tau' &= 10,2 \text{ MPa} \\ \sigma_s &= 181,2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\sigma_s < \sigma_{dov} ; \tau < \tau_{dov}$$

Největší podíl na srovnávacím napětí má ohyb. Zabezpečíme-li dosednutí na ploše B, pak se tento značně sníží. Proto je nutné přivařovat spodní patku jako poslední, až po přišroubování na plochách A a B (viz 4.6.0). Ke snížení tohoto ohybového napětí jsou dále na horní ploše připojovacího plechu přivařena dvě žebra tloušťky 10 mm.


Zdrojem tlakové energie je zubové dvojčerpadlo ZC 40-40, jehož první hydrogenerátor HG1 napájí nezměnný obvod řízení směru jízdy traktoru.

Druhý obvod je zásobován hydrogenerátorem HG2 s paralelně zařazeným tlakovým ventilem VT2, omezujícím horní hranici tlaku zdroje na 12 MPa.

Za tímto ventilem je možnost přepouštění kapaliny přidaným rozvaděčem R3 do stávajícího třípolohového rozvaděče R2 nebo k obvodům hydraulické ruky.

Stávající rozvaděč R2 sloužil pro ovládání hydromotorů zdvihání pluhu (poloha 1) nebo manipulaci s přídatným zařízením, připojeným pomocí rychlospojek RS1 (poloha 2). Třetí poloha je tzv. plovoucí, kdy pluh při jízdě kopíruje terén.

Přidaný rozvaděč je dvoupolohový. Jeho poloha označená jako "J" se zapíná při jízdě a to z toho důvodu, aby kapalina nemusela protékat dlouhým vedením V1, V2, ale vracela se nejbližší cestou přes R4 a filtr F2 zpět do nádrže.

Pracovní poloha  přivádí kapalinu k sekcionárnímu rozvaděči R4 se zabudovaným tlakovým ventilem VT3, seřízeným na tlak 13 MPa.

Do obvodu vyrovnání opěr je přidán ventil VT4, který je nutno prakticky nastavit tak, aby nedošlo ke zdvižení celého stroje pomocí opěr.

Odpadní potrubí z rozvaděče ruky je lépe vést přímo přes filtr F2 do nádrže traktoru. Při verzi vést odpadní větev nejprve do nádrže hydraulické ruky a tu propojit s nádrží traktoru, vzniká nebezpečí, že hydrogenerátory budou pracovat s nižšími sacími tlaky, což se nedoporučuje. Rovněž propojovací vedení mezi oběma nádržemi by muselo být velké světlosti, kdežto v prvním případě postačí stejná světlost jako větve tlakové. Předpokladem je, že se zvětší nádrž N₁ traktoru ze stávajících 27 l na 60 l. Rozšíření je možno uskutečnit tím způsobem, že se odšroubují schůdky na levé straně tahače a nádrž se protáhne vlevo před levá přední kola.

5.0.0 EKONOMICKÝ PŘÍNOS PRO NÁRODNÍ HOSPODÁŘSTVÍ

Jedním z hlavních faktorů, které nepříznivě ovlivňují zejména těžbu skrývky na k. p. DVIL, je vysoký počet vykolejených dopravních prostředků. Jedná se o lok. a vozy řady LH. Vykolejení je v převážné míře zaviněno nedodržením geometrické polohy koleje. Přibližně 20 % vykolejení vzniká špatně provedenými kolejovými styky.

Stávající praxe je totiž taková, že v místě lomu kolejnice se autogenem vypálí místo pro krátkou kolejovou vložku, která se propojí pomocí spojek k stávajícím kolejnicím. Otvory pro svorníky se v kolejové stojině propálí také autogenem. Poruší se tím samozřejmě struktura materiálu a dochází k dalším lomům. Uvedených 20 % vykolejení je právě na těchto místech.

Je tedy třeba, aby kolejové vložky byly ukládány tak, aby styky byly vždy na pražcích, dále pak, aby zkrácení kolejnice bylo provedeno řezáním pilou a otvory pro svorníky byly vrtány. Tak jedině je možno provést styky, které budou bezpečné a zabrání se právě oněm 20 % vykolejení.

Průběh počtu vykolejení v roce 1980 je zakreslen v diagramu č.5

Počet vykolejení v roce 1980 dle jednotlivých závodů k.p. DVIL:

Hospodářské středisko	O M		J Š		Č S A		Celkem DVIL	
	ellok.	vozy	ellok.	vozy	ellok.	vozy	ellok.	vozy
celk. počet	148	1325	258	1301	124	905	530	3531
20 % vinou styků	30	265	52	260	25	181	106	706

Doba výluky koleje pro likvidaci vykolejeného vozu je v průměru i s opravou koleje 4 hodiny, u ellok. je to 7 hodin.

Ztráty v hod. dle jednotlivých závodů

	O M		J Š		Č S A		celkem DVIL	
	elok.	vozy	elok.	vozy	elok.	vozy	elok.	vozy
ztráty v hod.	210	1060	364	1040	175	724	749	2824
Celk. ztrát	1 270		1 404		899		3 573	

Příjezdové koleje k rypadlům a zakladačům jsou v převážné míře dvojkolejné. Proto je možné v případě vykolejení zajišťovat provoz po jedné koleji. Samozřejmě výkon rypadla a i zakladače není možné plně pokrýt dostatečným počtem souprav.

Jestliže uvažujeme průměrný výkon většiny rypadel za 1 hodinu 600 m³ zeminy, pak při jednokolejném provozu klesá výkon zhruba na 400 m³ a chybí tedy 200 m³/hod. Právě taková situace je i na pevných kolejích. Zde se také snižuje propustnost zhruba o jednu soupravu.

Ztráty v m³ jednotlivých závodů v r. 1980

	O M	J Š	Č S A	Celkem DVIL
m ³	254 000	280 800	179 800	714 200

Je možné tedy uvažovat, že jednotlivé závody v rámci k. p. DVIL by při správně provedených kolejových stycích v minulém roce 1980 vytěžily v m³ o uvedené hodnoty více.

Přepočet na Kčs podle vnitropodnikového sazebníku

	O M	J Š	Č S A	Celkem DVIL
cena 1 m ³ /Kčs/	3,30	4,79	4,76	-
celkem Kčs	838 200	1,345 032	855 848	3,039 080

Prováděním oprav lomů kolejnic, tj. provádění styků pomocí pily na řezání kolejnic, vrtáním otvorů, umístěním styků na pražce, spojené s podbitím, by v rámci celého k. p. DVIL byl ekonomický přínos v roce 1980 3,039.080,- Kčs.

5.1.0 PŘEDBĚŽNÁ CENA ÚPRAVY

Pro stanovení předběžné ceny je nejvýhodnější vycházet ze skutečných nákladů, vynaložených na úpravu při výrobě prvního typu vyrobeného ve vývojových dílnách VŠST Liberec.

Protože obě koncepce jsou svým uspořádáním obdobné, lze usuzovat, že i náklady na výrobu budou také přibližně stejné. Pro běžnou kusovou výrobu by měly být materiálové náklady zhruba 9.500,- Kčs. Náklady na přímé mzdy, při výrobě prvního typu činily 21.500,- Kčs. K těmto je nutno ještě připočíst režii výroby.

Pořizovací cena kolového tahače činí 260.000,- Kčs. Pořizovací cena hydraulické ruky nebyla zjištěna. Přesto je vidět, srovnáme-li tyto náklady s ekonomickým přínosem, že poměrně malými částkami lze realizovat zařízení, které bude v opravárenské činnosti kolejového svršku vykazovat vysoký ekonomický efekt.

Předkládaná diplomová práce se zabývá možnostmi využití těžkého kolového tahače Škoda ŠT 180, při údržbě a opravách kolejového svršku, zejména problematikou uchycení hydraulické ruky HR 2503 k rámu tahače.

Prvá část práce popisuje některé mechanizační prostředky používané na kolejích. Současně je nastíněn vývojový směr, a to používání dvoucestných strojů.

Ve druhé části je rozpracována problematika požadavků na mechanizaci při údržbě kolejí, vytypovány nejvíce se vyskytující práce. Dále je uvedena celková charakteristika tahače a jeho vhodnost pro nasazení v lomových provozech z hlediska průjezdnosti těžkým terénem. Závěrem druhé části je uvedena charakteristika hydraulické ruky HR 2503 včetně jejího manipulačního rozsahu.

Třetí část se zabývá vhodností montáže hydraulické ruky na traktor z hlediska pevnosti rámu, únosnosti pneumatik a v neposlední řadě i hodnocením stability celého upraveného stroje.

Ve čtvrté části je řešena problematika pevnosti přídatného rámu a jeho uchycení k rámu traktoru.

Závěrem je možno říci, že zavedení tohoto stroje do provozu přinese následující efekt:

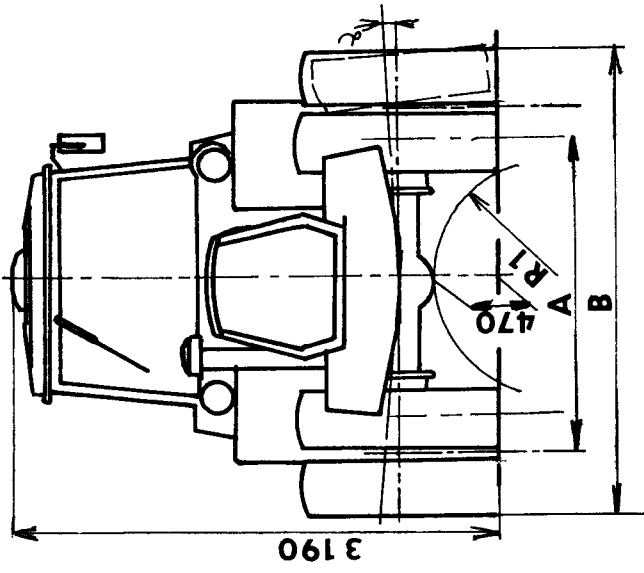
1. Zvýšení výkonů v těžbě
2. Zvýšení produktivity práce při opravách kolejí
3. Zvýšení stupně mechanizace, což přináší zlepšení kultury práce, odstranění fyzicky namáhavých, nehygienických a nebezpečných úkonů
4. Zlepšení technického stavu kolejí a snížení počtu vykolejení zhruba o 20 %
5. Snížení počtu hodin, potřebných pro opravu kolejí, včetně obnovení vlakového provozu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY :

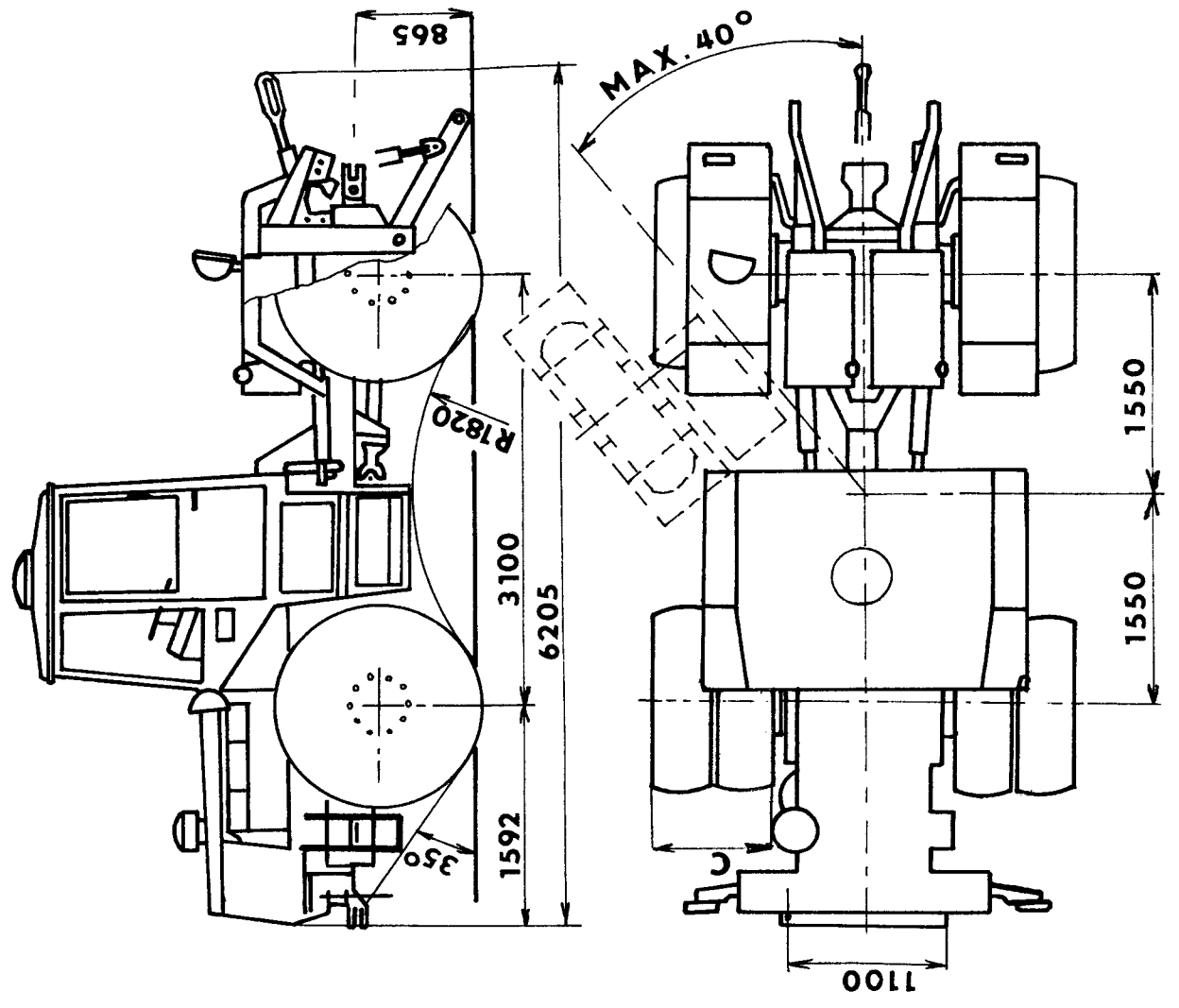
1. Dokumentace ŠKODA ŠT 180 - Liaz Mnichovo Hradiště
2. Dokumentace HR 2503 - BAZ Bratislava
3. Renta, Kupka, Dražan - Jeřáby I. a II díl
4. Černochoch - Strojně technická příručka
5. Normy ČSN

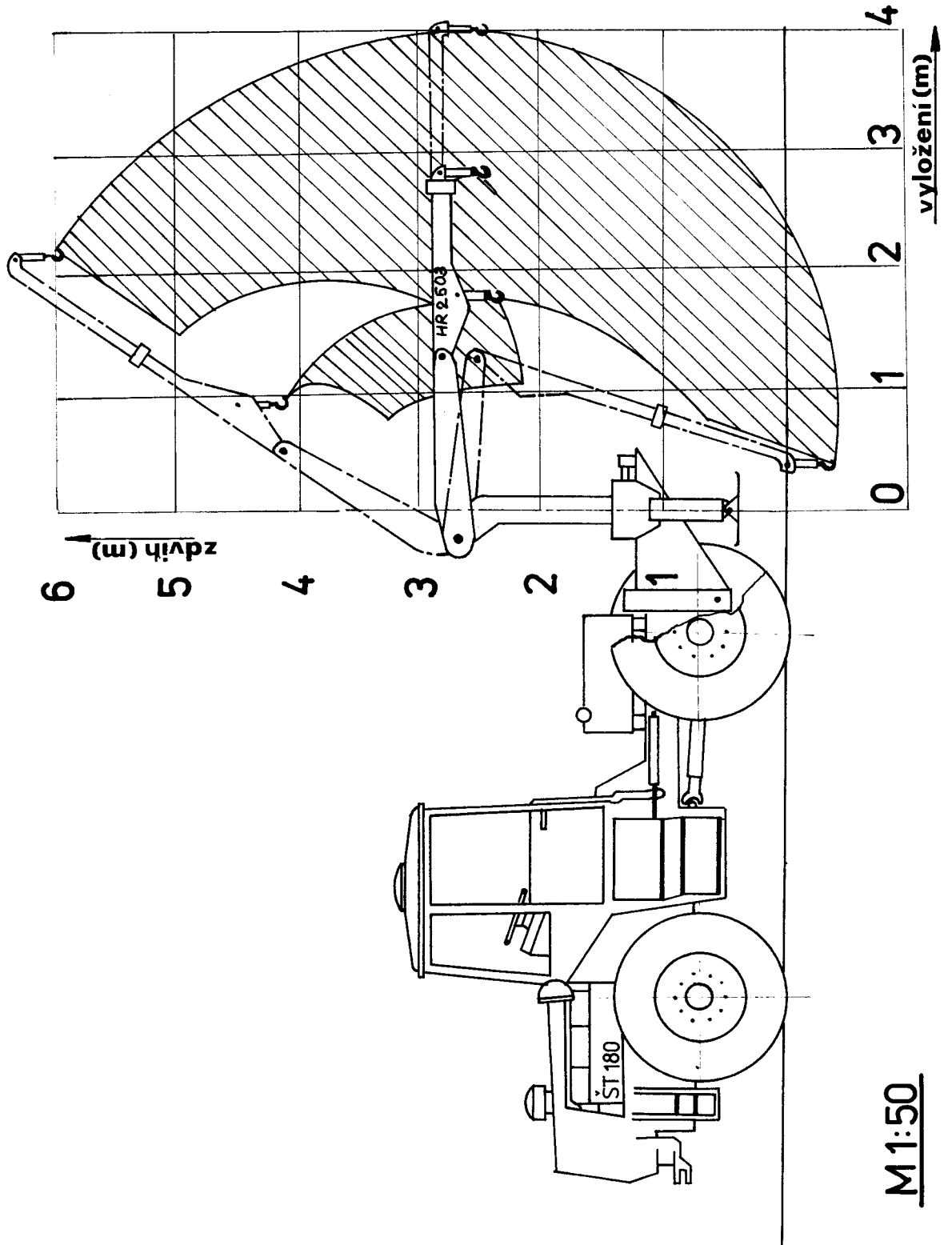
PODĚKOVÁNÍ

Děkuji s. ing. Josefu Cerhovi z Katedry obrábění a montáže VŠST Liberec za pomoc v oblasti hydraulických obvodů a s. ing. Milanu Samkovi z k. p. DVIL za připomínky k návrhu a získání statistických údajů.

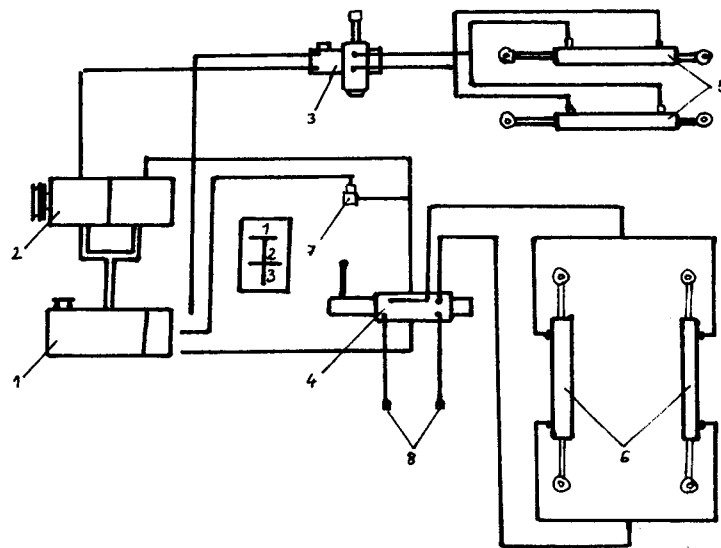


ROZM.	JEDNOD.	MONT. KOL	DVOJITA
A	1908	2123	
B	2450	3000	
C	416	882	
R1	810	640	
∞	±15°	±6°	



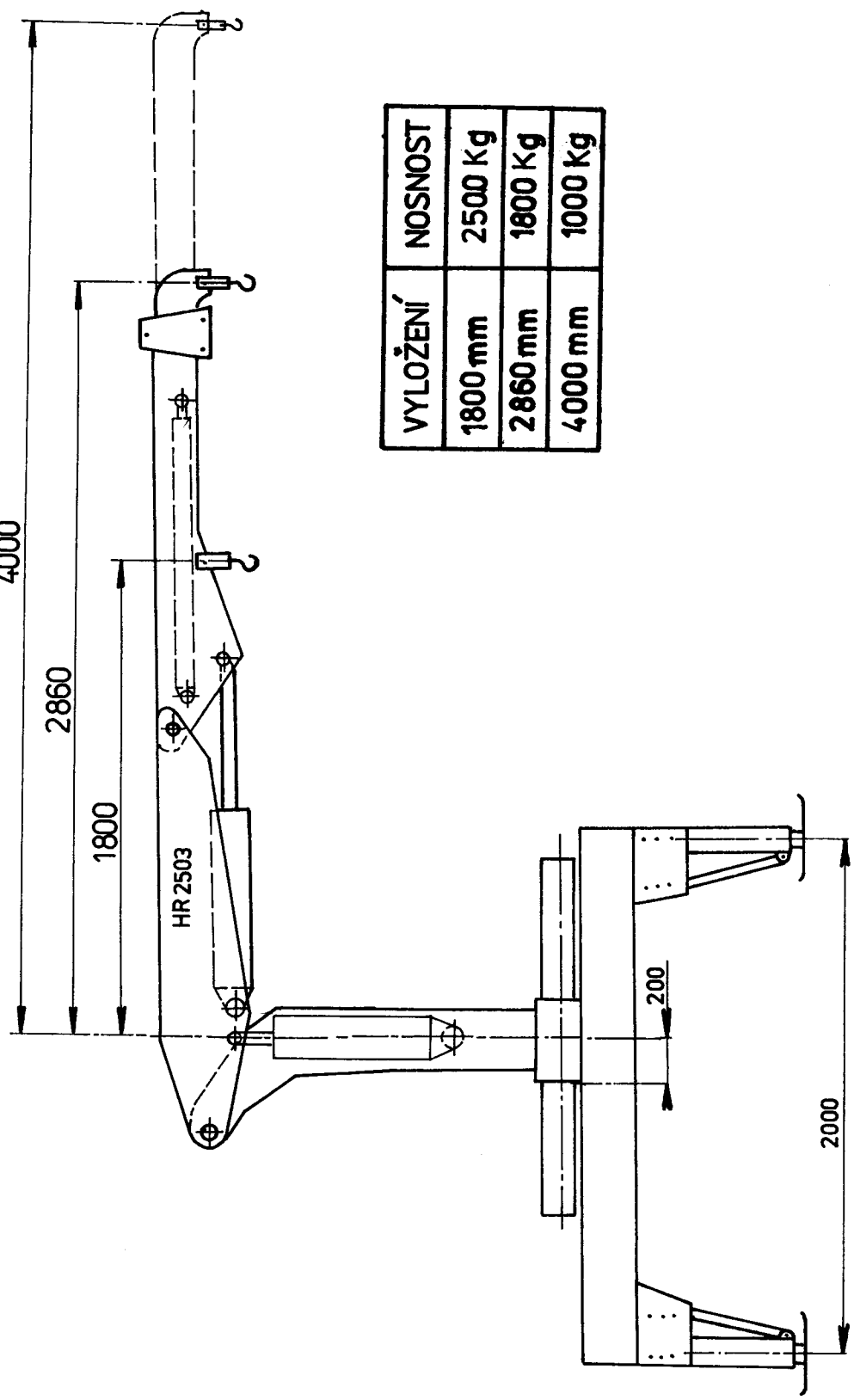


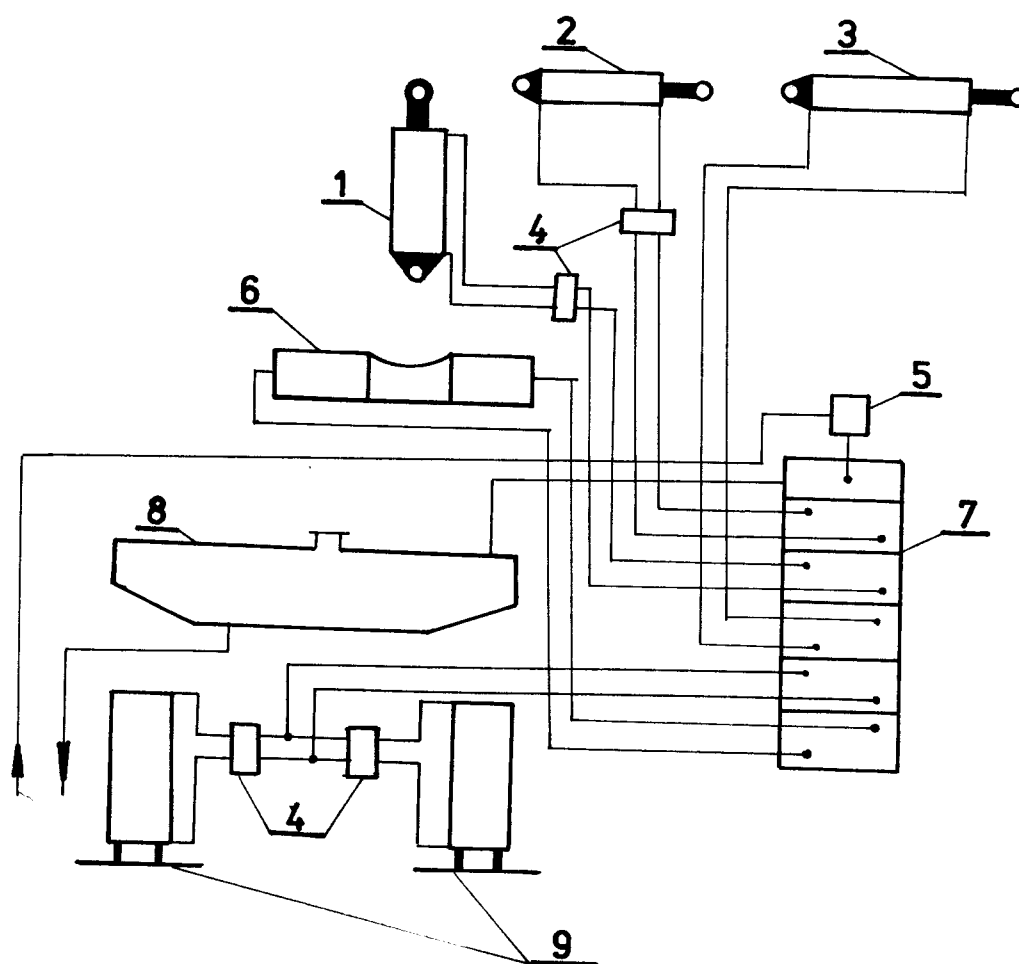
M1:50



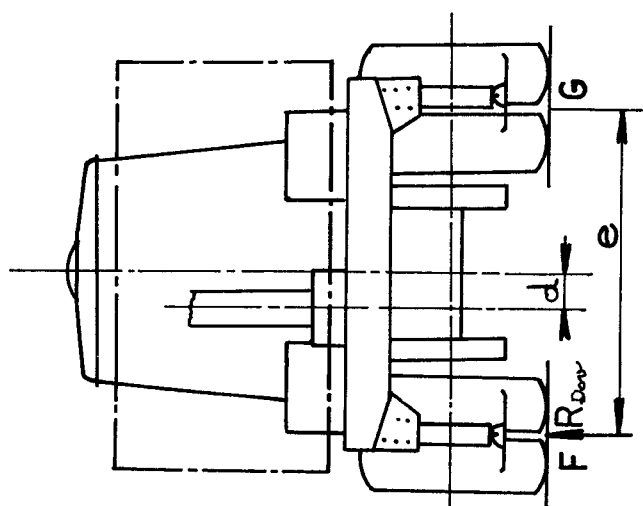
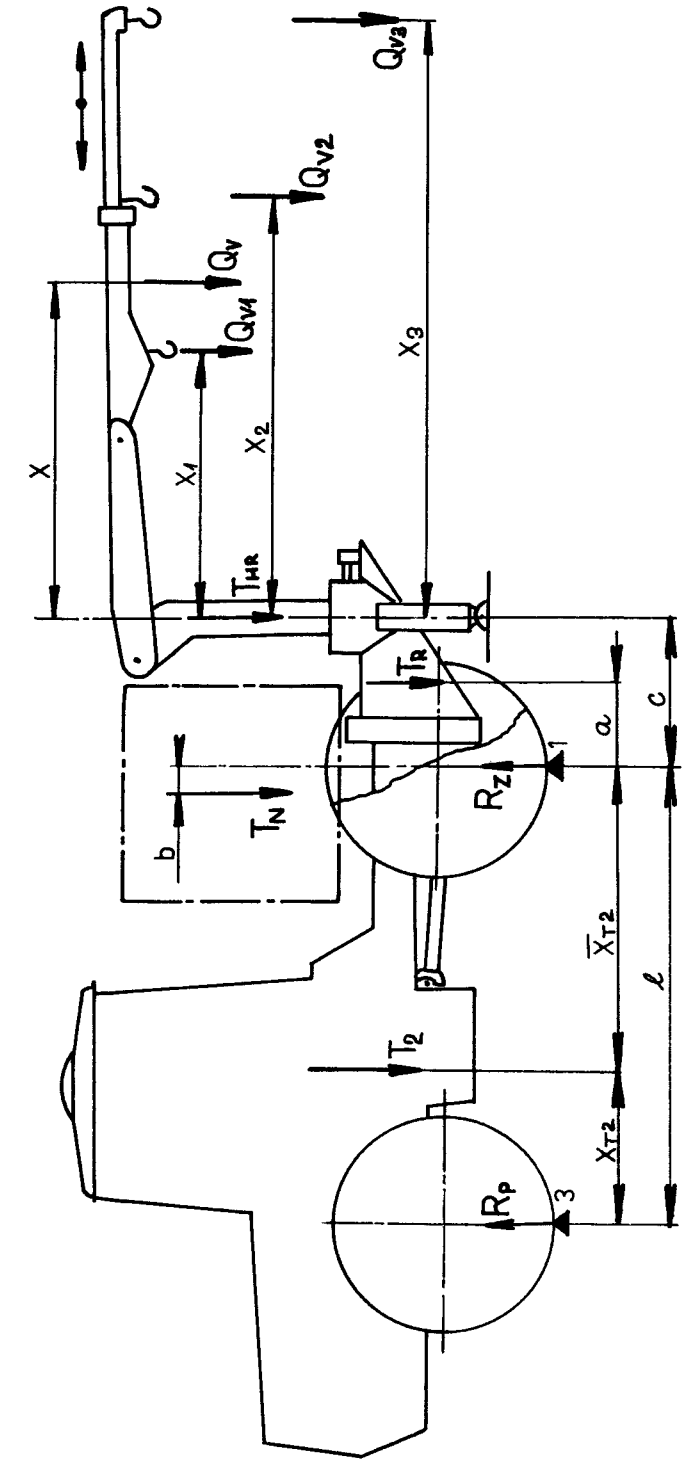
- 1 - olejová nádrž
- 2 - dvojčerpadlo ZC 40/40
- 3 - rozvaděč 16 LRP - 1
- 4 - rozvaděč 8 RRPV - 3.1 upravený
- 5 - válce hydraulického řízení ϕ 80 mm zdvih 500 mm
- 6 - hydraulické válce pro zvedání a spouštění pluhu ϕ 80 mm zdvih 460 mm
- 7 - přepouštěcí ventil 120 kp/cm²
- 8 - vývody pro vnější použití - rychlospojka RPT - 13 A

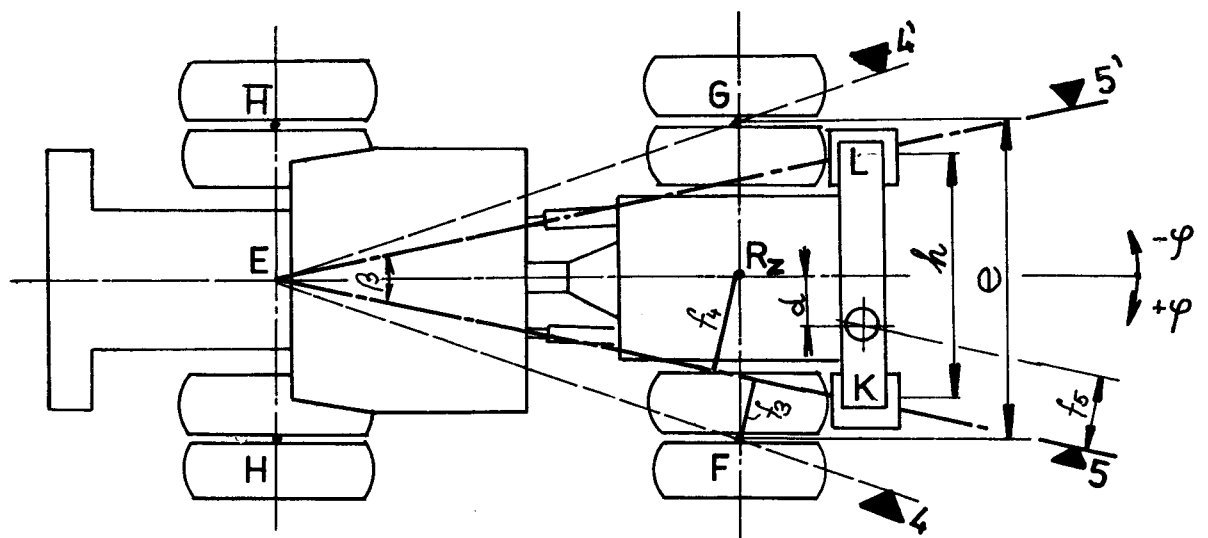
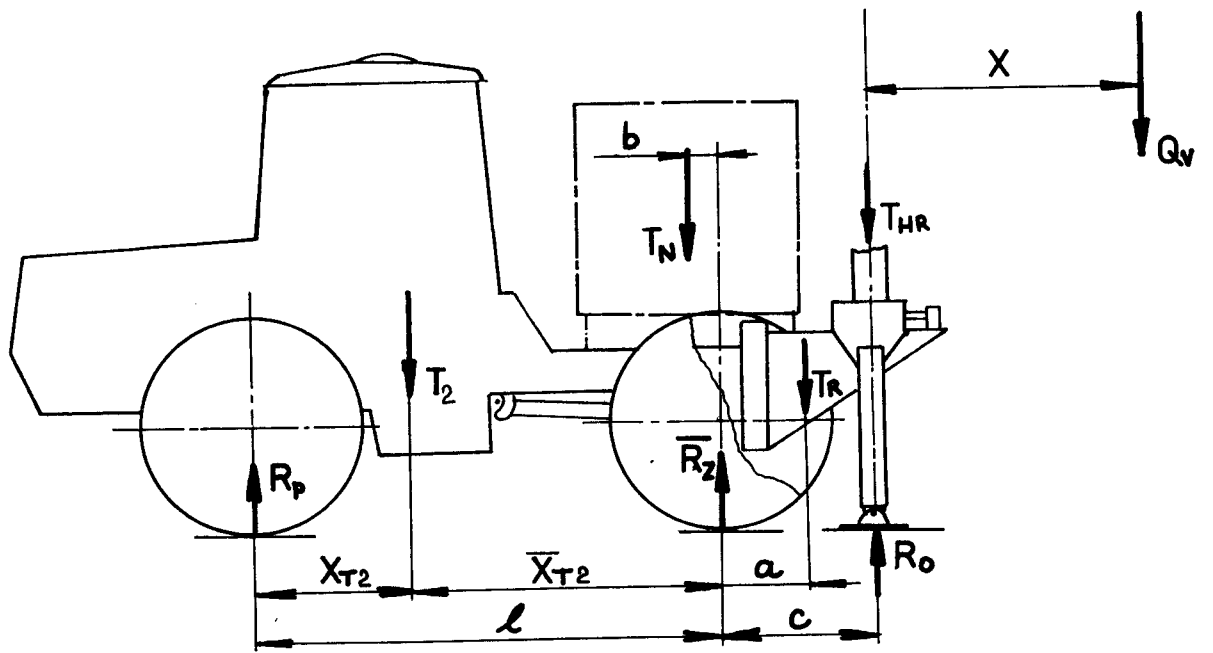
obr. 3



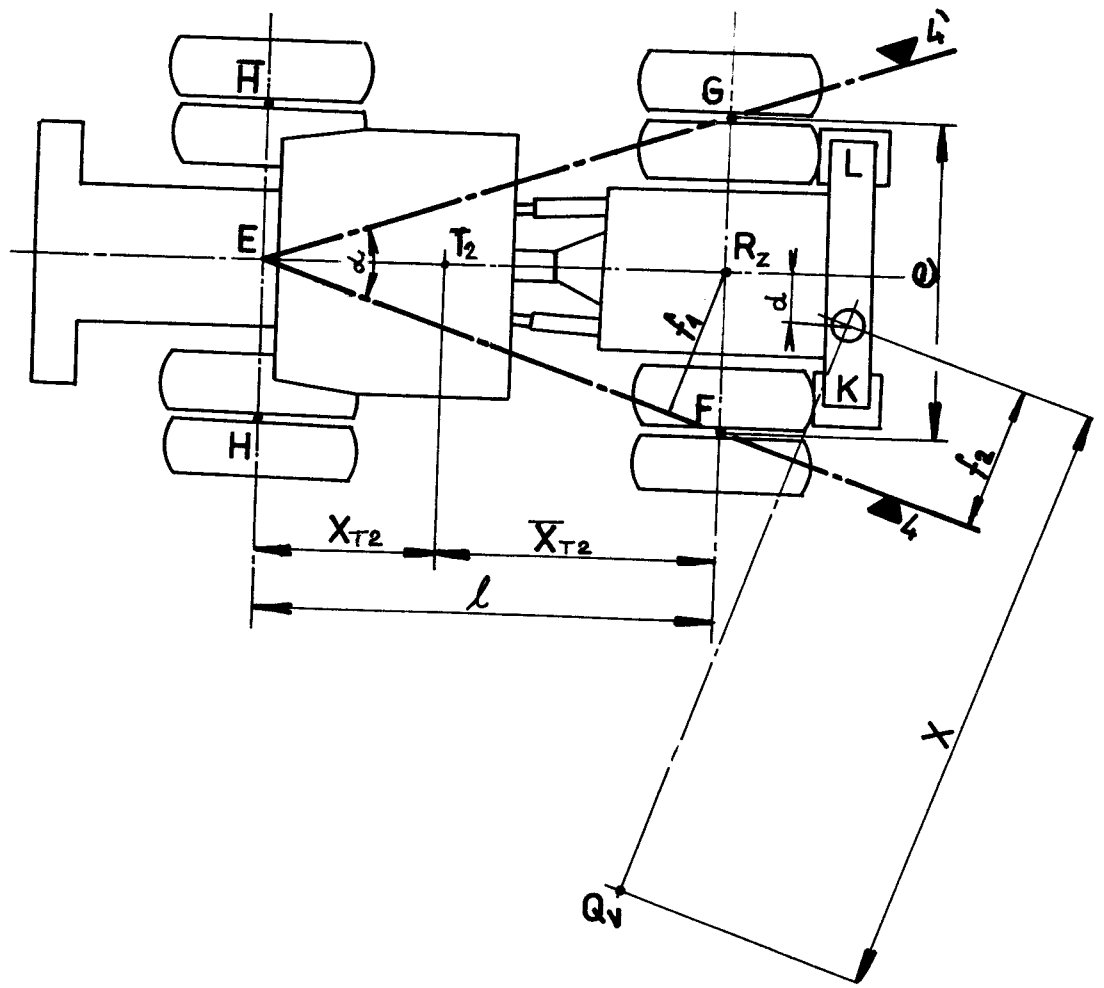


- 1 - Hydromotor zdvihu výložníku
- 2 - Hydromotor lomení výložníku
- 3 - Hydromotor vysouvání poslední části výložníku
- 4 - Hydraulické závanky
- 5 - Tlakový ventil (13 MPa)
- 6 - Hydromotor eteže
- 7 - Sekcionární rozvaděč
- 8 - Nádrž

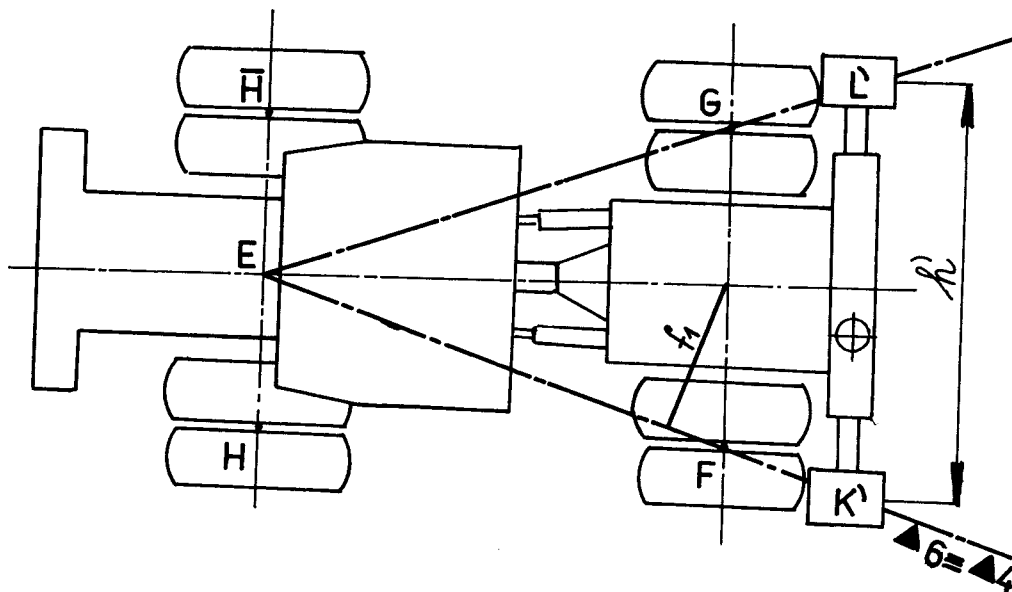




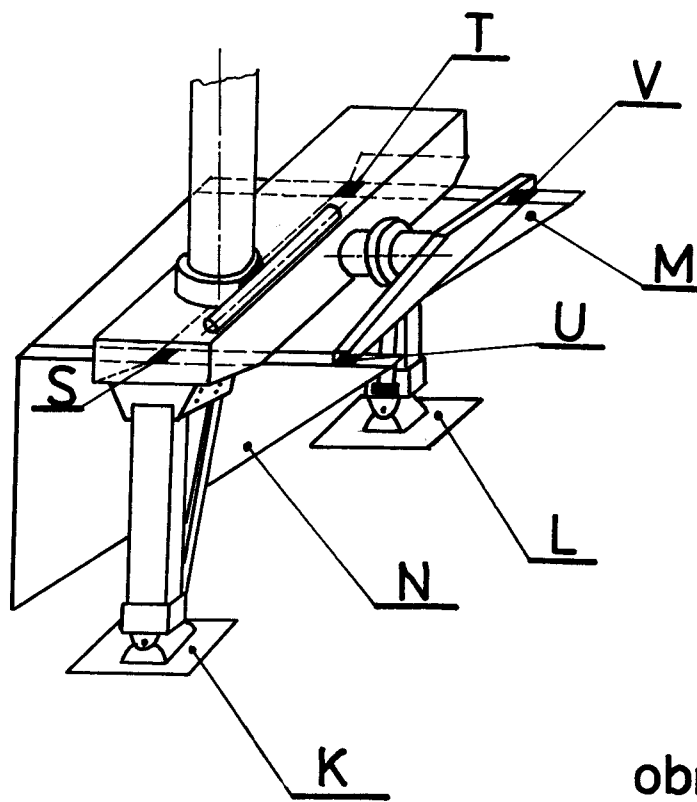
obr.9



OBR.8



obr. 10



obr.11

DIAGRAM 1

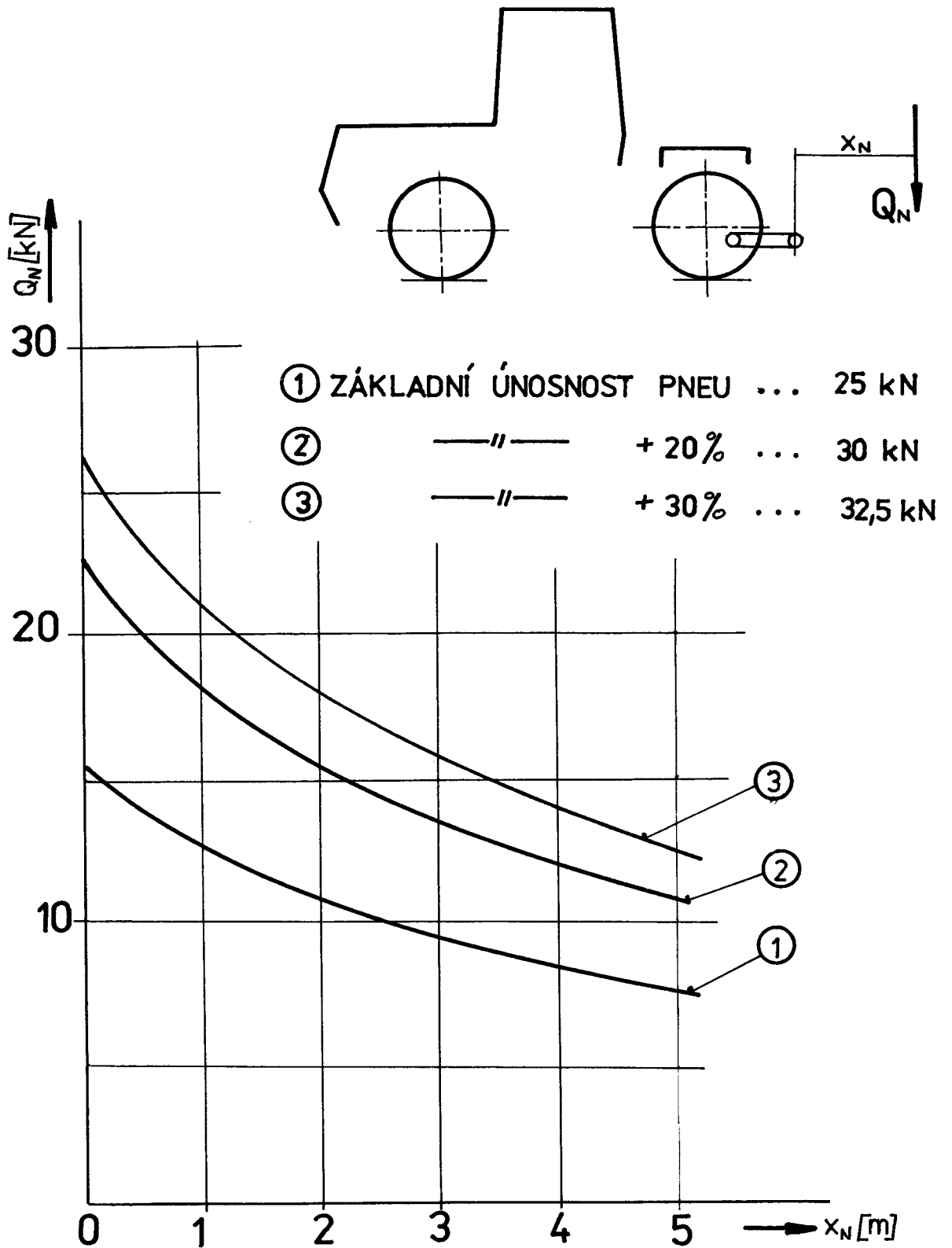


DIAGRAM 2

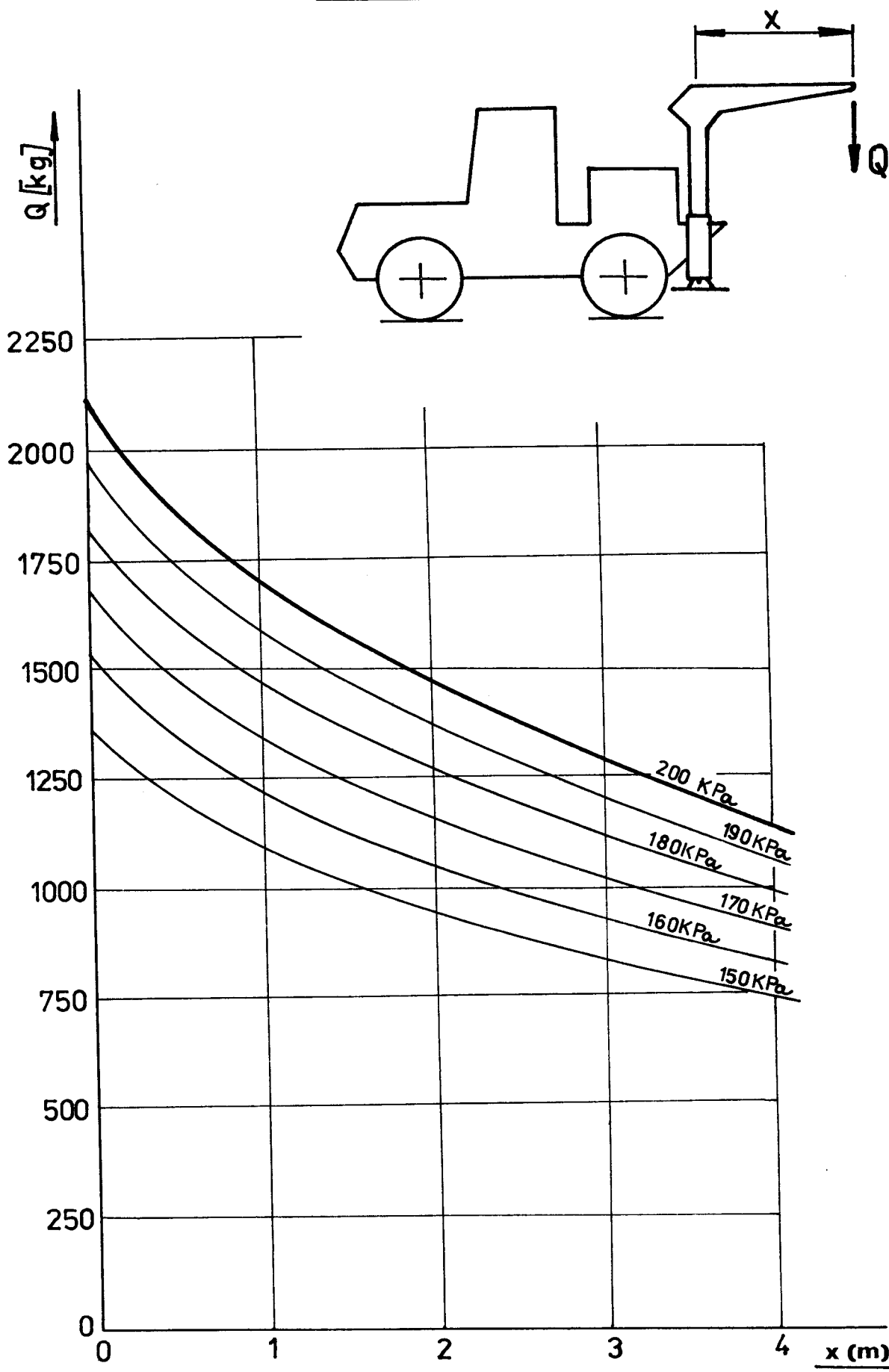


DIAGRAM 3

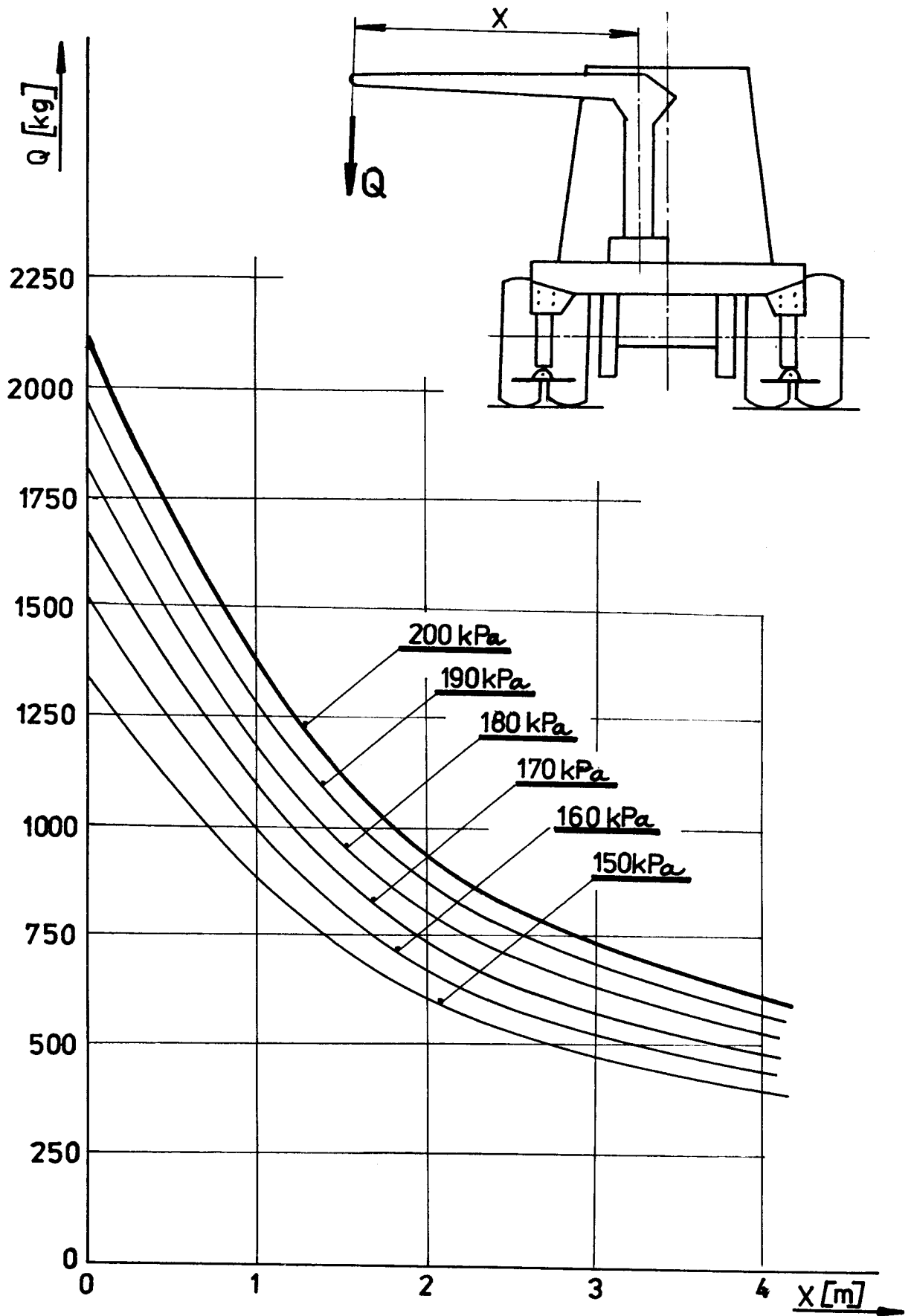


DIAGRAM 4

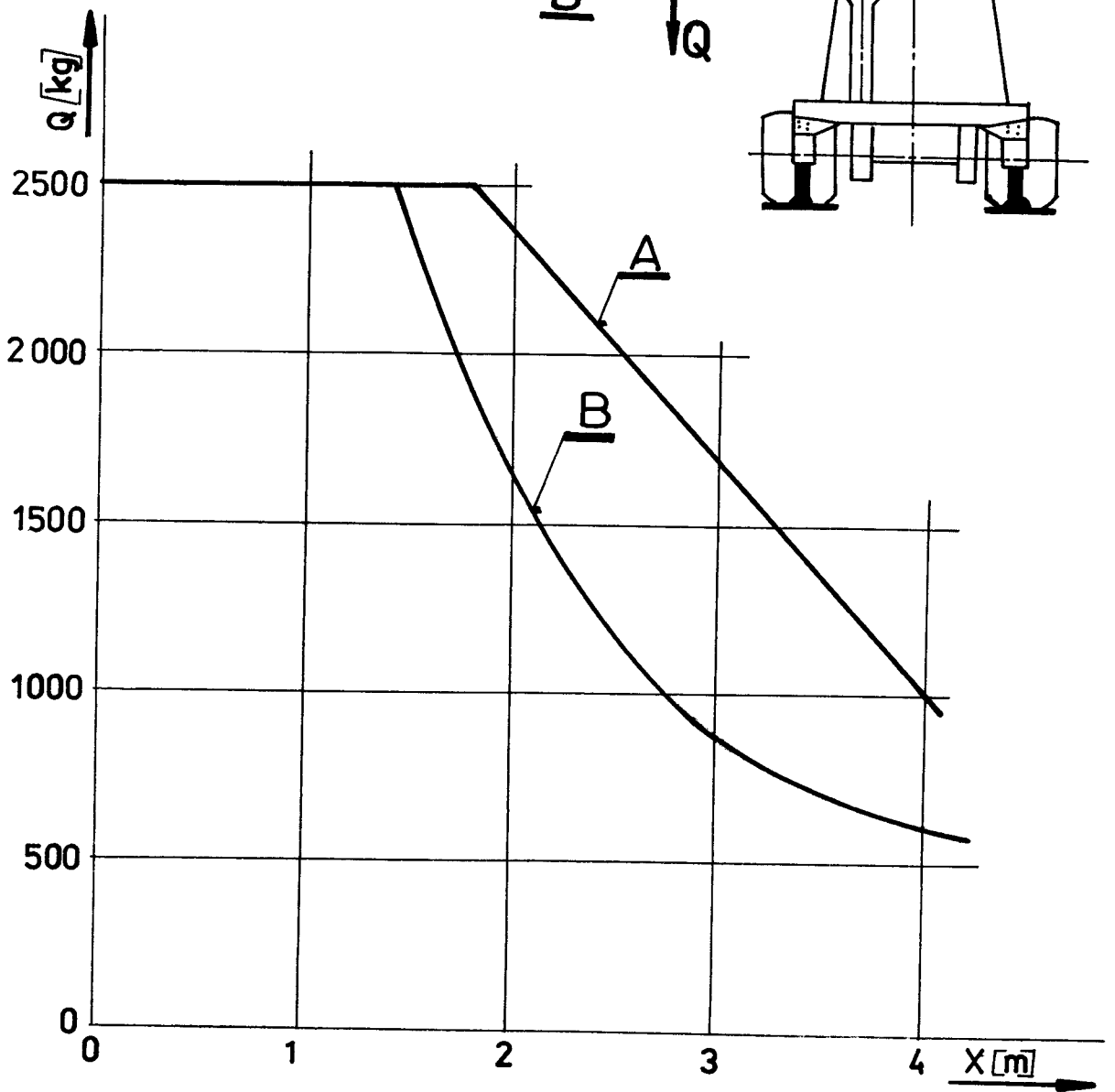
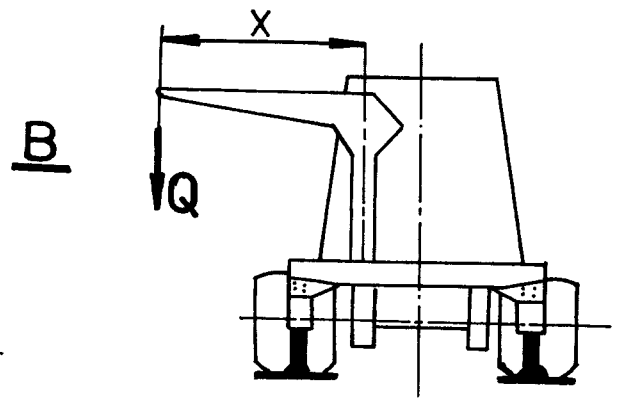
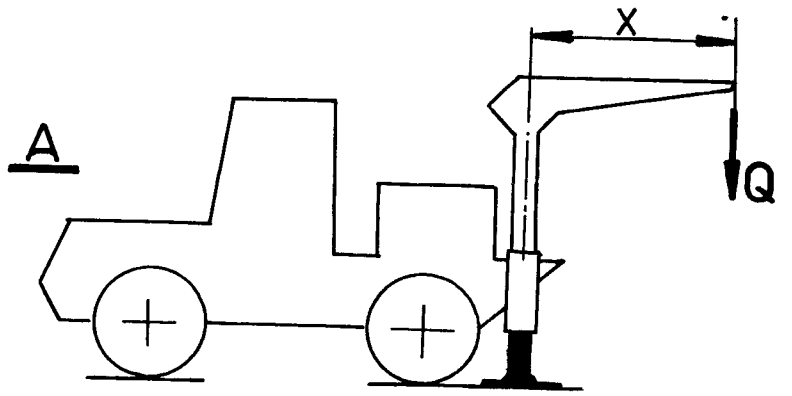
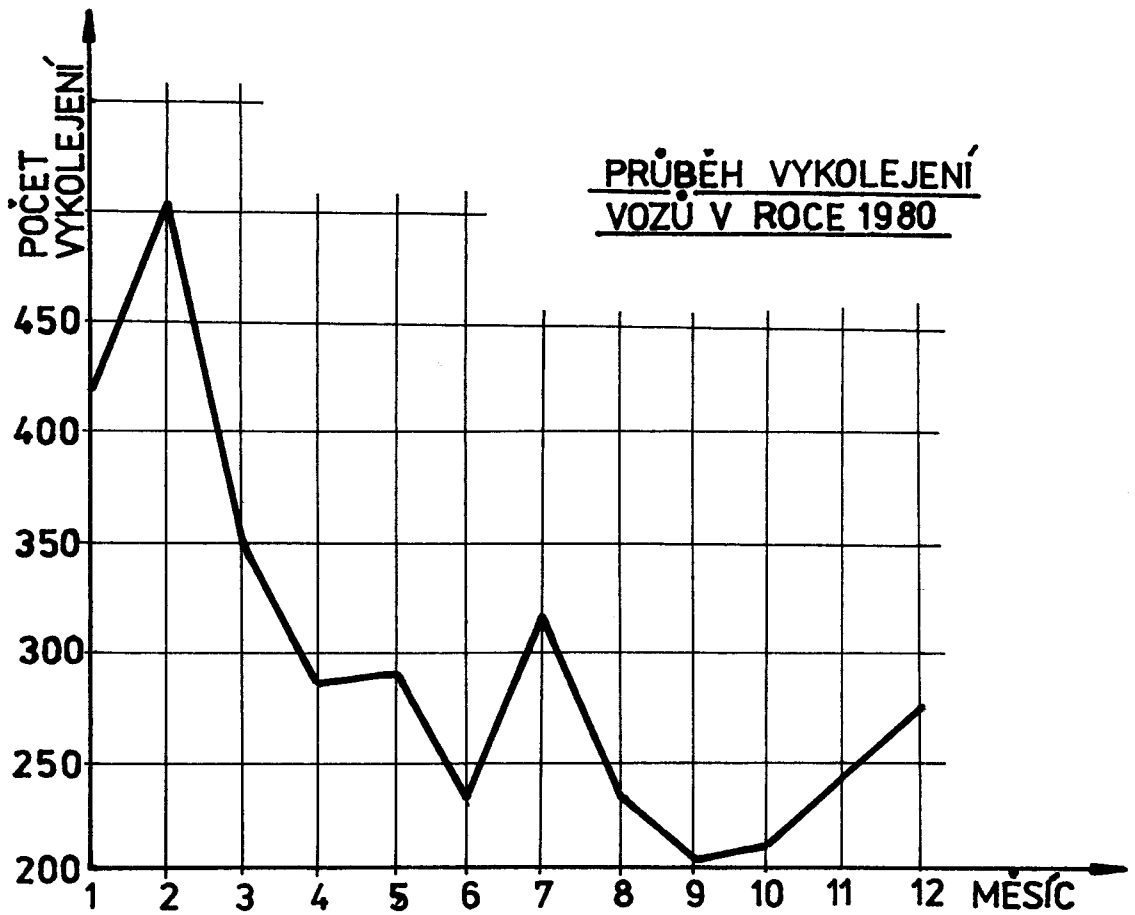
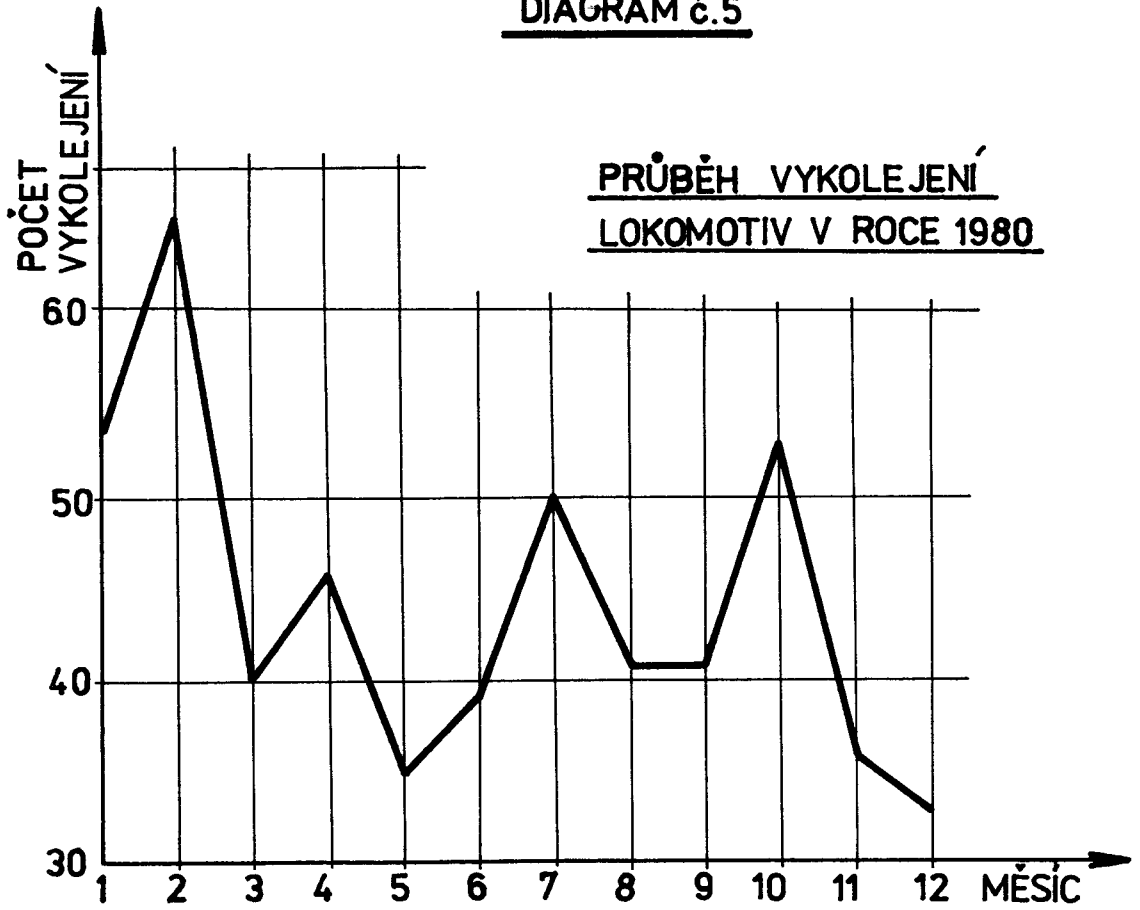
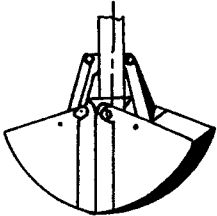


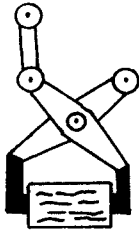


DIAGRAM č.5



DOPLŇKOVÉ PRACOVNÍ NÁŘADÍ

Pracovní nářadí	Možnost nasazení	Schema
Drapák	Pro hloubení, vykládku a rozmístování štěrku, rýpaní po stranách drážního tělesa, přemísťování pražců a pod.	
Drapákové kleště	Nakládání a doprava sloupů, pražců a pod.	
Závěsný hák	Doprava a kladební břemen	
Kleště pro výměnu pražců	Kleště pro manipulaci s pražci při jejich výměně na trati	
Elektromagnet	Pro manipulaci s ocelovými předměty, sběr a nakládání železného šrotu	