

Několik poznámek k vlivu nové techniky při přibližování dříví na prostorové uspořádání lesa

Inž. Mirko DRESSLER

Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti ČSAZV,

Výzkumná stanice Křtiny u Brna

**К вопросу о влиянии новой техники при трелевке древесины
на пространственное лесоустройство**

**Einige Bemerkungen über den Einfluß der Holzbringungstechnik auf die Waldraum-
regelung**

Došlo dne 24. V. 1959

Úvod

Jedním z nejdůležitějších souborů prací v lesním provozu je doprava dříví. Její důležitost stoupá zejména v horách nebo v pahorkatinách s rostoucím množstvím dopravních překážek. Při rozboru dopravní sítě v těžko přístupných terénech vidíme, že tyto jsou zpravidla podchyceny a zpřístupňovány postupně od míst nejprístupnějších až po těžce přístupné, neboť hustota cest s rostoucími terénními překážkami úměrně klesá a nejsou vzácností místa, kde se léta netěží z toho důvodu, že doprava běžnými prostředky je téměř nemožná nebo velmi nákladná a je provázena velkými ztrátami na vlastní hmotě či stojícím porostu. Z této struktury dopravní sítě pak vyplývá nestejněměrná intenzita těžebních zásahů a tím přetěžování porostů snadno přístupných, zatímco jiné porosty trpí naprostým nedostatkem těžebních zásahů.

V ČSR se nedá hovořit o tom, že při stávající síti lesních cest jsou naprosto nepřístupná místa, ta ve skutečnosti takřka nejsou. Jsou však místa, kde přibližovací vzdálenosti jsou velké a vedení přibližovacích linek je tak nevhodné, že přibližovací náklady dosahují neobyčejné výše. Mimo to, je množství pracovišť, kde je sice vzdálenost k dopravní cestě úměrná, ale terénní poměry dovolují přibližování nemechanizačními prostředky (zpravidla spouštění) pouze s velkými ztrátami na hmotě a škodami na porostech.

Tyto velké ztráty se však neprojevují na výrobních nákladech podniků a zkreslují porovnání jednotlivých prostředků, i když ochuzují národní hospodářství o velké hodnoty.

Spouštěním jsou často úplně znehodnocovány spodní partie porostu, zvláště obnova v těchto místech je soustavně poškozována. Nekontrolovatelně se řítící dříví po stráni je samo silně znehodnocováno a někdy cenná kulatina přechází

do paliwa. Z hlediska úzce pojaté rentability se spouštění jeví jako jeden z nejekonomičtějších způsobů, neboť je spojeno někdy s minimální námahou bez investičních nákladů na stroje. Ve skutečnosti je však spouštění s ohledem na velké ztráty a na znemožnění intenzivního lesního hospodářství nejdražším prostředkem.

Ve snaze předejít ztrátám na stojícím porostu se někde kácí pro spouštění v pruzích na holo. Tím se však nic neřeší, neboť jedno zlo se nahrazuje druhým. Spouštění je nutno nahradit vhodnějšími prostředky, které se mohou někdy projevit z hlediska úzce pojaté rentability jako nákladnější, ale umožňující intenzivní lesní hospodářství s malými ztrátami na hmotě a stojícím porostu. Mezi tyto prostředky, které spouštění vhodně nahrazují, patří bez pochyby vyklizovací lanovky.

Zavádění mechanizačních prostředků v dopravě dříví nezadržitelně postupuje. V oblasti odvozu již téměř úplně ovládly pole mechanismy.

V přibližování stejně nezadržitelně bude stoupat význam strojní práce, i když podmínky pro zavádění nové techniky jsou zde nesrovnatelně obtížnější. Nové prostředky — nákladní automobily a dopravní lanovky, přibližovací traktory a vyklizovací lanovky — za poměrně krátkou dobu nahradily a postupně budou zvláště v těžkých terénních podmínkách nahrazovat staré prostředky reprezentované koňmi, spouštěním, sáňkovaním atd., i když ještě po určitou dobu budou tyto prostředky důležité. Je nepochybné, že nové prostředky, pracující někdy značně odlišně od doposud používaných, budou klást na prostorové uspořádání lesa jiné požadavky, právě tak jako budou moci vyhovět i potřebám vyplývajícím z intenzivního hospodářství, které se někdy různí.

Z hlediska použitého prostředku je možno dopravní síť rozdělit na odvozní a přibližovací. Zatímco první řeší dopravu mezi dvěma odlehlými body, řeší přibližovací síť dopravu z lesní plochy. Dopravní i přibližovací síť tvoří nedílný a jednotný celek a je nutno ji řešit souborně.

Dosud se přibližovací síti věnovala nepatrná pozornost; vždyť ještě v nedávné době byla záležitost přibližování a tím i určení místa pohybu hmoty v porostu — přibližovací linka — záležitostí povozníka nebo lesního dělníka. Tak vznikala většinou v porostech chaotická změť linek, jak to právě vyhovovalo potahu, jindy — avšak bohužel zřídka — vznikala i docela promyšlená síť, odpovídající použitému prostředku (saňové dráhy, zemní smyky atd.). Moderním požadavkem prostorové porostní úpravy je uvedení pěstebně těžebních zásahů do souladu s ochranou porostů a bezeškodnou dopravou dříví od pařezu na cestu. Proto musí být při těžebním zásahu do porostu naprosto jasno, jak a kudy bude dříví dopravováno, tak aby těžební postup a postup obnovy byl v souladu se směrem vyklizování a přibližování. Zvláště v horách pak musí být brán zřetel na to, jak je vůbec možno dříví dopravit, a podle toho stanovit místa těžby a mýtní postup. V příkrých stráních, kde nelze jinak dříví přibližovat než vyklizovacími lanovkami, které jsou většinou orientovány ve směru spádu, je nutno umístit obnovní východiska v pruzích kolem těchto linek. Hrubým nepochopením dopravních požadavků je umístění obnovních prvků v pruzích kolmých na přibližovací linky lanovek, které někdy dokonce vycházejí od kraje dopravní cesty tak, že postupem času se vytváří mezi těženými částmi porostu a dopravní cestou hustá mlazina, která ztěžuje vlastní stavbu lanovky a znesnadňuje práci při vlastním přibližování. Nesprávné navázání pěstebních prací na dopravu může vést ke snížení rentability a někdy i znemožnění použití šetrivých dopravních způsobů, a tím je obrácena vníveč snaha po maximální produkci jakostní dřevní hmoty, ke které právě především směřují pěstební zásahy. Nesprávně pojatá síť přibližovacích linek, nevhodně orientované těžební postupy mohou udělat mnoho zbytečných provozních obtíží,

spojených s velkými finančními ztrátami. Vyřešení sítě přibližovacích linek není možno řešit na základě přesných a neomylných návodů, neboť jde především o problém provozně hospodářský, který si musí provoz vyřešit sám podle terénních a hospodářských zvláštností. Je však nutno, aby k tomuto řešení bylo přistupováno s dostatečnou znalostí technických a ekonomických dat používaných mechanismů. K tomu má částečně přispět tato práce.

Z hlediska vybudování dopravní sítě pro mechanizovanou dopravu je možno říci, že existují tři typy stadia rozpracovanosti dopravní sítě. První typ je v oblastech, kde se již delší dobu intenzívně hospodaří a kde je síť lesních odvozních cest zhruba vybudována. Zde, i když často tyto cesty nevyhovují motorizované dopravě, bude se síť odvozních cest nepatrně rozšiřovat. Hlavní důraz bude kladen na přibližovací síť, která neodpovídá novým prostředkům; zejména tam, kde bude použito vyklizovacích lanovek, je nutno síť úplně zrevidovat. Pro traktorové přibližování je možno částečně využít staré sítě přibližovacích linek, převážně však nutno vytýčit nové linky.

Nejrozšířenějším stavem dopravní sítě je částečně vybudovaná odvozní síť s nevyhovující nebo úplně chybějící sítí přibližovacích linek.

V tomto případě si hlavní pozornost vynutí dobudování sítě lesních cest, které je možno uskutečnit rozšiřováním vyhovujících přibližovacích linek. Tyto zemní cesty je možno postupem doby zpevňovat a zdokonalovat. Rovnocenná pozornost je věnována i vybudování přibližovací sítě. Při trasování nových odvozních cest se respektují pokud možno všechny požadavky mechanizace přibližování, jako se i využívá výhod, které poskytují pro trasování cest.

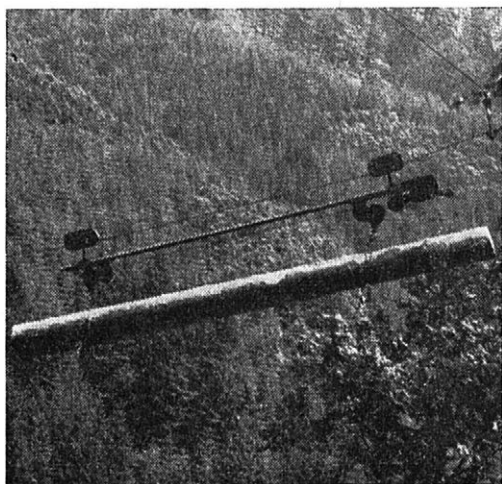
Konečně se vyskytují i oblasti, kde není vybudována dopravní síť a jsou k dispozici pouze nevhodné přibližovací linky. Zde je nutno se rozhodnout pro systém dopravní sítě. Někdy se nabízí otázka: vybudovat dopravní síť lanovou nebo cestu? Je všeobecně známou zkušeností, že oblasti, které nejsou zpřístupněny cestami, jsou při nedostatku pracovních sil málo vyhledávány lesními dělníky. Postupující motorizace si vynutí dopravu dělníků na pracoviště; konečně již dnes je běžné, že posádky zajiždějí na pracoviště na vlastních dopravních prostředcích. Cesty patří mezi staré a osvědčené pomocníky, jejichž význam stoupá obzvlášť po zlepšení a pronikavém usnadnění stavby mechanizačními prostředky. Kromě dopravy vlastního dříví slouží cesty jako nepostradatelný prostředek k rychlému dosažení porostu při ochraně proti požáru i při boji proti škůdcům, konečně dovoz personálu a materiálu při výsadbách je rovněž základním požadavkem racionalizace provozu. Je však též nutno uvážit i nevýhody cest: stavba vyžaduje značných investičních nákladů, někdy se neobejdeme bez opěrných zdí a nákladných objektů, rovněž ztráta produkční plochy a otevření porostu prudkému slunečnímu záření a větru může způsobit škody.

Lanová dráha doznala většího rozmachu až po první světové válce. Z hlediska dopravy řešící odlehlost jsou nejvhodnější lanovky typu Valtelina a za některých předpokladů lanové jeřáby typu Wyssen.

Výhoda lanovek spočívá v poměrně malé pořizovací ceně a v tom, že mohou dopravně zvládnout velmi náročné, například skalnaté terény, kde stavba silnice naráží na těžké překážky. Nenahraditelná je jejich pružnost, neboť vzhledem k cestám se budují velmi rychle, což je důležité zvláště v kalamitách. Nicméně nevýhody lanovek pro řešení odlehlosti jsou značné, především po jejich demonstraci zůstává pro ostatní práce terén dále nepřístupný, což je zvlášť citelný nedostatek při nahodilých těžbách. Proto je třeba používat dopravních lanovek pouze

tehdy, kdy stavba silnice je technicky nemožná nebo uskutečnitelná pouze za velkých finančních nákladů. Dále mohou být lanovky řešením z nouze, než bude vybudována síť lesních cest. Toto náhradní řešení je velmi aktuální a důležité, neboť není možno čekat s těžbou v porostech někdy celá desetiletí, až se vybudují cesty.

Po těchto úvahách se zdá, že hlavní uplatnění lanové dopravy v Československu zůstává v přibližování, a to lehkými vyklizovacími lanovkami, neboť ty si vyžadují síť lesních cest pro lesnický provoz i jinak důležitých, ale dovolují jejich



1. Lanovka pro přibližování proti svahu VLn 2. Lanovka pro přibližování po svahu VLu

rozestupy ve vzdálenosti 500—700 m, což z hlediska investiční výstavby je únosné. Vyklizovací lanovky jsou přizpůsobeny k vyklizování dřevní hmoty od pařezu k nosnému lanu šikmo proti svahu. Doprava po nosném lanu — tj. vlastní přibližování — se děje u VLn proti svahu, v polozávěsu, kdežto u VLu je možno přibližovat dříví proti svahu i po svahu, nejčastěji však po svahu v úplném závěsu. Při zkušebním provozu lanovek VLu a VLn, jakož i při jejich sledování v provozu byly zjištěny některé podrobnosti, které mohou posloužit při vytváření správné představy spojitosti provozu VL s prostorovou úpravou porostu. Materiál byl získán většinou na typických pracovištích, ačkoli jej nelze zevšeobecňovat pro všechny případy a platí v plné míře hlavně pro taková pracoviště, která svými parametry odpovídají průvodním údajům.

Při časových studiích bylo postupováno tak, aby mohla být stanovena závislost mezi vyklizovací vzdáleností a časem na vyklizení, mezi přibližovací vzdáleností a pružnými časy na přiblížení, konstantní časy poutání nákladů u VLu, pro ukládání na skládce, manipulační časy a přípravný čas. Časový snímek byl pořizován pro celou posádku najednou a kritériem pro stanovení hranic mezi operacemi byla práce běhounu lanovky (kočky). Pro každý jednotlivý kus a náklad byly operace měřeny setinnými stopkami a vzdálenosti odměřeny v m. U některých měření byla zjišťována kromě šikmé vyklizovací vzdálenosti i kolmá vzdálenost k nosnému lanu, aby mohl být stanoven redukční poměr mezi vyklizovací dráhou a kolmou vzdáleností od lana.

Pracovní postup a výsledky měření

VLu při soustřeďování bukového dříví

Zkouška se konala na LZ B. Bystrica, polesí Motyčky v bukovém porostu s příměsí kleny a smrku. Seč clonná s pomístnými kotlíky, káceny hlavně netvárné, zdravotně postižené buky. Na trase 550 m dlouhé se 4 botkami bylo provedeno detailní časové měření 66,92 plm bukové kulatiny i paliva. Palivo se dopravovalo v délkách 3–8 m. Průměrná hmotnatost výřezu činila pouze 0,22 plm a průměrná hmotnatost nákladu 0,57 plm. Průměrná vyklizovací vzdálenost 23,4 m a průměrná přibližovací vzdálenost po laně 321 m. Obsluha: 4 pracovníci s malou zapracovaností. Pohonný agregát: naviják VSK III o výkonu 10 HP, lanovka systému VLu 2 (bez automatu). Zastoupení jednotlivých operací činilo při vlastním soustřeďování:

jízda prázdné kočky vzhůru	22,3 %
vyklizování	26 %
poutání nákladu	21,6 %
jízda dolů s nákladem	15,8 %
skládka	9,3 %

Vyklizování

Při vyhodnocení vyklizování byla jednotlivá časová měření vyklizování výřezů rozdělena do tříd s intervalem po 10 m, přičemž první třída byla od 2,5 do 12,5 m a poslední od 52,5 m do 62,5 m. Z takto roztríděného materiálu byly vypočteny aritmetické středy jednotlivých tříd. Po vynesení těchto průměrných hodnot na graf bylo zjištěno, že průběh hodnot odpovídá v mezích provedeného měření rovnici přímky. Podle ojedinělých měření na větší vzdálenost však vyplývá, že tato závislost je složitější a odpovídá ploché parabole. Pro naše účely však v rozmezí 2,5 m do 62,5 m je možno závislost naprosto úspěšně zjednodušit do tvaru přímky, která má všeobecný tvar

$$y = a + bx \quad (1)$$

přičemž koeficienty a , b byly vypočteny způsobem nejmenších čtverců ze dvou podmíněčných rovnic:

$$\Sigma y = ma + \Sigma x b \quad (2)$$

$$\Sigma xy = \Sigma xa + \Sigma x^2 b \quad (3)$$

Poněvadž četnost jednotlivých tříd je poměrně rozdílná, byly zavedeny váhy podle četnosti tříd a bylo použito upravených podmíněčných rovnic:

$$\Sigma ny = Na + \Sigma nxb \quad (4)$$

$$\Sigma nxy = \Sigma nxa + \Sigma nx^2 b \quad (5)$$

Po sestavení tabulky I byly stanoveny výpočty koeficientů.

I.

x	y	x ²	xy	y _o	n	nx	ny	nx ²	nxy
7,5	1,30	56,25	9,75	1,19	18	135,0	23,40	1.012,50	175,50
17,5	1,76	306,80	30,80	1,88	77	1.347,5	135,52	23.581,25	2371,60
27,5	2,95	756,25	81,12	2,56	44	1.210,0	129,80	33.275,00	3569,50
37,5	2,55	1406,25	95,62	3,25	31	1.162,5	79,05	43.593,75	2964,37
47,5	4,10	2256,25	19,47	3,94	22	1.045,0	90,20	49.637,50	4284,50
57,5	4,80	3306,25	27,60	4,63	10	575,0	48,00	33.062,50	2760,00
195	17,46	8087,50	688,05	17,46	202	5.475,0	505,97	184.162,5	16125,47

II.

z	y ₁	z ²	zy ₁	y _o	n	nz	ny ₁	nz ²	nxy ₁
140	4,25	19.600	595,00	428	2	280	8,50	39.200	1.190,00
180	4,60	32.400	828,00	476	7	1.260	32,20	226.800	5.796,00
200	5,43	40.000	1.086,00	500	28	5.600	152,04	1.120.000	30.408,00
220	5,32	48.400	1.170,40	524	11	2.420	58,52	532.400	12.874,40
240	5,08	57.600	1.219,20	549	8	1.920	40,64	460.800	9.753,60
260	5,84	67.600	1.518,40	573	4	1.040	23,36	270.400	6.073,60
300	5,86	90.000	1.758,00	621	8	2.400	46,88	720.000	14.064,00
320	6,29	102.400	2.012,80	645	11	3.520	69,16	1.126.400	22.140,80
340	7,45	115.600	2.533,00	670	8	2.720	59,60	924.800	20.264,00
440	7,16	193.600	3.150,40	791	16	7.040	114,56	3.097.600	50.406,40
460	8,42	211.600	3.873,20	815	6	2.760	50,52	1.269.600	23.239,20
480	8,61	230.400	4.132,80	839	14	6.720	120,54	3.225.600	57.859,20
3580	74,31	1209.200	23.881,45	7431	123	37.680	776,52	13.013.600	254.069,20

$$17,46 = 6a + 195b$$

$$688,05 = 195a + 8\,087,5b$$

$$3,528 = a + 41,5b$$

$$2,910 = a + 32,5b$$

$$0,618 = 9,0b$$

$$b = 0,0687$$

$$a = 0,677$$

Dosazením koeficientů do rovnice 1 nabyla tato tvaru:

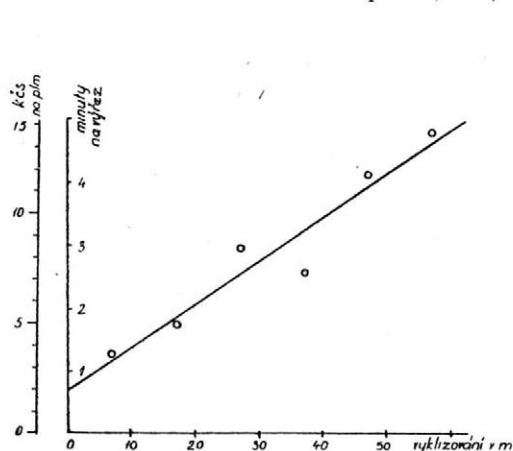
$$y = 0,677 + 0,068x \quad (6)$$

Na první pohled je zřejmé, že rovnice má poměrně velký koeficient $a = 0,677$, který se zde projevuje jako konstanta neodvislá od vyklizování vzdálenosti. Jsou v ní obsaženy časy, které jsou pro každou vzdálenost stejné: reakční čas obsluhy při signalizaci, klesání volné kladky k zemi, doba potřebná k uchopení kladky, zavěšení volné kladky na náklad atd. Pro další zpracování je nutno převést rovnici na vztah provozních nákladů v Kčs vzhledem k vyklizovací vzdálenosti. Při celkových denních nákladech na provoz VL 283,30 Kčs činí náklady na 1 minutu (při předpokládaných 450 minutách denně) 0,63 Kčs. Tak obdržíme:

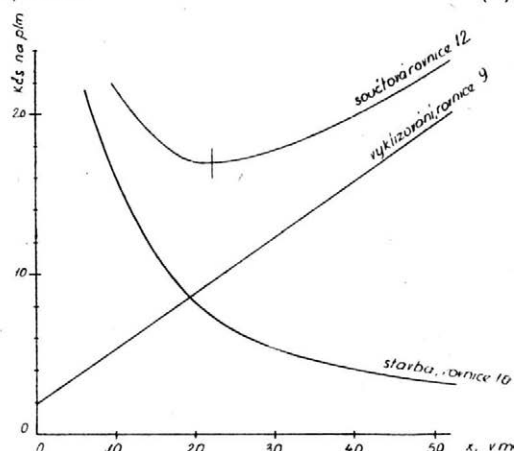
$$u = 0,43 + 0,042x \quad (7)$$

Poněvadž průměrný výřez činil 0,22 *plm*, přechází rovnice pro 1 *plm* do tvaru:

$$u_1 = 1,95 + 0,193 x \quad (8)$$



3. Znázornění rovnice (6) a (8)



4. Diagram syntézy rovnic (10) a (9)

Konečná úprava rovnice spočívá v tom, že vyklizovací vzdálenost x , která se měřila ve své šikmé dráze k nosnému lanu, je nutno převést na vzdálenost kolmou. Redukční poměr mezi skutečnou vyklizovací vzdáleností a jejím průmětem na kolmici k lince lanovky je poměrně kolísavý a podle řady měření činí 0,5–0,7. To znamená, že střední redukovaná kolmá vyklizovací vzdálenost činí 0,6 násobek skutečné vzdálenosti. Tím obdržíme rovnici:

$$u_1 = 1,95 + 0,324 x_k \quad (9)$$

Na základě této rovnice je možno pro některé zjednodušené případy stanovit ekonomicky nejvhodnější střední vyklizovací vzdálenost a tím i šířku pracovního pole. To znamená pro prostorovou úpravu pracovišť vyklizovacích lanovek nalezení základního rozměru pracovního pole a tím i stanovení neekonomičtější vzdálenosti linek od sebe při soustavně zpracované ploše porostu. Předpokládáme-li při určité délce pracovního pole lanovky stejnoměrně provedený těžební zásah mírné intenzity (např. 30 *plm* na *ha*), s rozšiřováním šířky pracovního pole úměrně roste i množství hmoty dopravitelné při jedné stavbě lanovky. To znamená, že klesají i náklady na 1 *plm*, spojené se stavbou lanovky. Naproti tomu víme, že s rostoucí šířkou pole se prodlužuje i vyklizovací vzdálenost. Řešíme-li tyto dva pružné náklady diagramem syntézy, obdržíme optimální vyklizovací vzdálenost.

Rovnici stavebních nákladů v závislosti na množství dopravitelné hmoty a tím i šířce pracovního pole stanovíme:

$$u_2 = \frac{M}{\frac{s \cdot d \cdot J}{10000}} \quad (10)$$

Stavební náklady M se skládají z vlastních stavebních a přepravních nákladů. Místo šířky s dosadíme střední vyklizovací vzdálenost, která činí $s = 4 x_k$. Uvažujeme-li běžný případ stavby lanovky na 300 *m* s úhrnnými stavebními náklady $N = 584$ Kčs, s intenzitou těžby 30 *plm/ha*, obdržíme rovnici:

$$u_2 = \frac{584}{4 \cdot x_k \cdot 0,9} = \frac{162}{x_k} \quad (11)$$

Součtová rovnice pružných nákladů na stavbu a vyklizování pak zní:

$$u_1 + u_2 = \frac{162}{x_k} + 0,324 x_k + 1,95 \quad (12)$$

První derivací obdržíme minimum součtové rovnice:

$$\begin{aligned} 0 &= 162 x_k^{-2} + 0,324 \\ x_k &= 22,4 \end{aligned}$$

Z toho plyne šířka prac. pole 89,6 m. Posuzujeme-li tento teoretický výpočet z praktického hlediska, je nutné jej poněkud přizpůsobit. Vzhledem k tomu, že měření a tím i výpočet je proveden k poměrně malé průměrné hmotnatosti výřezu 0,22 plm, lze očekávat, že rovnice pro vyklizování bude mít směrnici přímky menší, proto optimální vyklizovací vzdálenost se posune dále. Všeobecně se jeví jako optimální průměrná vyklizovací vzdálenost 25 m, která vyhovuje po všech stránkách. Konečně i z hlediska pěstebně zařizovatelského se pracovní pole o šířce 100 m zdá velmi použitelné.

Vlastní přibližování

Podobně jako u vyklizování, byla i zde jednotlivá časová měření přibližování nákladů rozdělena do tříd s intervalem 20 m, přičemž první interval byl od 130 m do 150 m a poslední od 470 m do 490 m. Takto roztríděný materiál byl zpracován podobně jako u vyklizování do tabulky II a obdobně byla vypočtena rovnice vyjadřující závislost přibližovacího času na vzdálenost.

Poněvadž tato závislost v pozorovaných mezích je lineární, opět způsobem nejmenších čtverců z již uvedených podmíněčných rovnic byly stanoveny koeficienty a , b

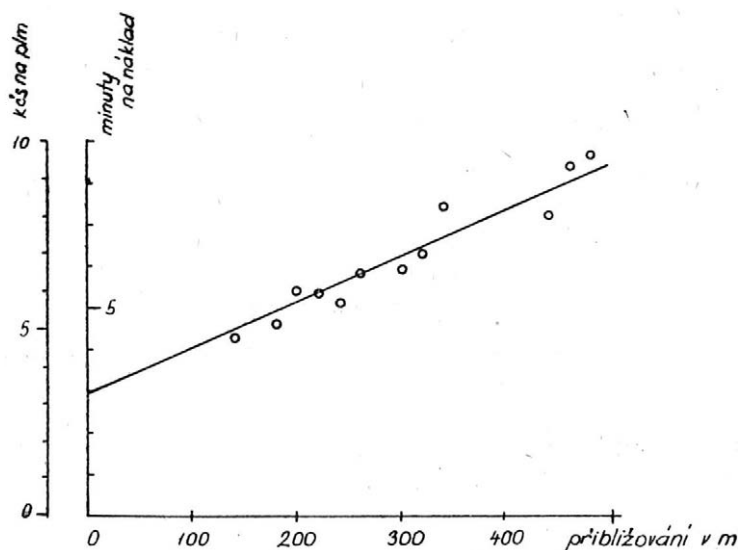
$$\begin{aligned} 776,52 &= 123a + 37.680 b \\ 254.069,20 &= 3.7.680a + 13.013.600 b \\ \hline 6,7428 &= a + 345,37 b \\ 6,3132 &= a + 306,34 b \\ \hline 0,4296 &= 39,07 b \\ b &= 0,011 \\ a &= 2,94. \end{aligned}$$

$$\text{Z toho pak:} \quad y_1 = 2,94 + 0,011 z \quad (13)$$

Rovnice je nápadná značnou konstantou 2,94, která je způsobena opět reálnými časy při signalizaci, zvedáním volných kladek při odjezdu ze skládky, částečně také vznikla nepřesností, která vyplývá z aplikace rovnice přímky, neboť průběh rychlosti brzděného nákladu není rovnoměrný, zvláště při dojezdu na skládku na dráze 20 m je základ zbrzdován. Obdobný zjev zpomaleného pohybu prázdné kočky vzhůru způsobuje na začátku jízdy, že se u rovnice přímky projevuje na začátku konstanta, která nahrazuje nerovnoměrný průběh začátku křivky. Toto zjednodušení je z praktického hlediska naprosto přípustné, neboť průběh na začátku nemá na dále uvedené závěry vliv a projevuje se přibližně od 0 do 40 m.

Převedením rovnice (13) při průměrné hmotnatosti nákladu 0,57 *plm* a výlohách 0,63 Kčs na 1 minutu provozu lanovky obdržíme rovnici, vyjadřující přímé náklady v Kčs za přibližování 1 *plm*

$$u_3 = 3,26 + 0,012 z \quad (14)$$



5. Znázornění rovnice (13) a (14)

Soustředování konstanty

Mimo pružné časy, které závisí na měnící se vzdálenosti, vyskytují se při práci VLu celé operace, které nejsou závislé na přibližovací vzdálenosti a mají konstantní charakter.

Kočka lanovky setrvala na skladě průměrně 1,61 minuty, přičemž se dříví nerampovalo přímo, ale nejdříve manipulovalo, popřípadě rozřezávalo na palivo. Převodem činí skladová konstanta 1,78 Kčs. Dalším konstantním časem je poutání do nákladů, které činilo v průměru 3,68 minut, což je velmi mnoho a je způsobeno malou hmotností výřezů; převedena na Kčs, činí tato konstanta 4,08. Konečně se vyskytuje manipulační čas, který spočívá v malých úpravách pracoviště nezávisle na jednotlivých nákladech a vyskytuje se v normální pracovní době. Tento čas činil průměrně na náklad 0,60 minuty, to je 0,66 Kčs. Zhodnotíme-li kriticky jednotlivé operace, vidíme, že skladová konstanta 1,61 minuty je dlouhá a je způsobena jednak málo zapracovanou obsluhou, jednak i nedokonalou zvukovou signalizací, která zvláště při provozu zde uvedeného měření na velké vzdálenosti měla podstatný vliv na její mimořádnou výši. Při dnes zaváděné elektrické signalizaci, která při pokusném provozu vykazuje velmi dobré výsledky, lze očekávat značnou časovou úsporu. Rovněž čas na poutání nákladu je při kritickém posuzování velký a je způsoben hlavně malou hmotností výřezů, takže průměrně bylo nutno shromažďovat 2,4 výřezy na jeden náklad. Rovněž i zde nedokonalá signalizace způsobovala časové ztráty, které budou odstraněny tak, že výhledově tato konstanta nebude překračovat 3 minuty.

VLn při soustřeďování bukového dříví

Měření se konalo na školním statku VŠZ v Brně, polesí Vranov s posádkou statku (4 pracovníci), v bukovém porostu s příměsí habru. Seč clonná. Na trase 250 m dlouhé se 2 botkami se detailně měřilo 19,21 *plm* bukové kulatiny i paliva. Palivo se dopravovalo v délkách 5–15 m, průměrná hmotnatost výřezu činila 0,34 *plm* a průměrná hmotnatost nákladu 0,44 *plm*. Průměrná vyklizovací vzdálenost 25,1 m a průměrná přibližovací vzdálenost po nosném laně 176 m. Pohonný agregát: adaptovaný buben na náhon. nápravě Z - 25, lanovka VLn 4. Zastoupení jednotlivých operací:

přibližování v polozávěsu vzhůru	29,6 %
vyklizování	37,6 %
jízda prázdné kočky dolů	16,3 %
sklad	16,5 %

Vyklizování

Postup vyhodnocení byl naprosto stejný jako u VLu a byly zjištěny rovnice:

$$y = 0,612 + 0,08 x \quad (15)$$

Náklady na výřez v Kčs :

$$u = 0,386 + 0,05 x \quad (16)$$

Náklady na 1 *plm* v Kčs:

$$u_1 = 1,13 + 0,149 x \quad (17)$$

Použijeme-li převodového faktoru na kolmou vyklizovací vzdálenost

$\frac{x_k}{x} = 0,6$, pak obdržíme konečnou vyklizovací rovnici:

$$u_1 = 1,13 + 0,25 x_k \quad (18)$$

Předpokládáme-li pro jednoduchost stejné stavební náklady jako u VLu, i když u VLn je možno počítat s náklady o něco menšími, při intenzitě stejnoměrné těžby 30 *plm/ha* a délce trasy 300 m můžeme použít rovnice (11).

Součtová rovnice pružných nákladů pak u VLn činí

$$u_1 + u_2 = 162 x^{-1} + 0,25 x_k + 1,13 \quad (19)$$

První derivací obdržíme minimum součtové rovnice a tím i minimum finančních nákladů, vynaložených na obě operace.

$$0 = 162 x_k^{-2} + 0,25$$

$$x_k = 25,4$$

Tím bylo dosaženo výsledku, který se velmi přibližuje již uváděné hodnotě 25 m střední vyklizovací vzdálenosti.

Vlastní přibližování

Obdobným postupem jako u VLu při třídách začínajících od 70–90 m do 230–250 m byly získány rovnice:

$$y_1 = 0,152 + 0,021 x \quad (20)$$

při hmotnatosti nákladu 0,44 *plm* a při nákladech za minutu 0,63 Kčs obdržíme:

$$u_3 = 0,22 + 0,03 z \quad (21)$$

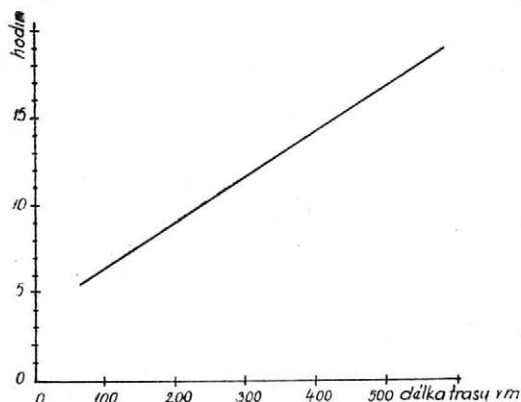
Soustřeďování konstanty

Mimo pružných časů vyskytují se celé operace, mající charakter konstant:

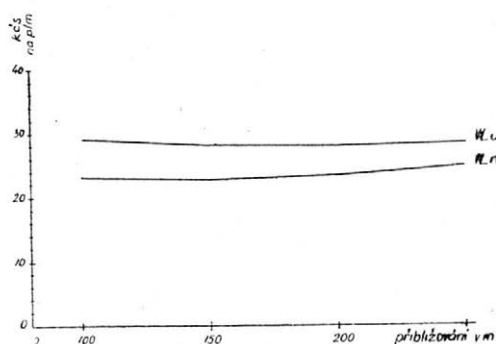
práce na skládce: 1,40 minut na náklad, tj. 2,00 Kčs na *plm*,
manipulační práce: 1,50 minut na náklad, tj. 2,15 Kčs na *plm*.

Na skládce se výřezy neukládaly zvláštním rampováním, neboť dříví bylo dále soustřeďováno traktorem. Pozornost zasluhuje ještě manipulační čas, který je proti VLu zvýšen, neboť se zde vyskytovala potřeba provoz někdy zastavit — například při přemísťování zarážky.

Uvedený materiál umožňuje provést srovnání finančních nákladů obou typů lanovek VLu a VLn na různé přibližovací vzdálenosti. Nutno jej ještě doplnit diagramem č. 6 stavebních časů, vzhledem k délce trasy. Tento diagram je po-



6. Diagram montážních a demontážních časů posádky VL s ohledem na délku trasy



7. Celkové soustřeďovací náklady na *plm* v závislosti na délce přibližování

řízen podle zkušeností získaných při stavbě řady lanovek a je s menší chybou platný pro oba typy lanovek. Aby srovnání bylo co nejvěrohodnější, je rovnice pro výpočet u_3 a soustřeďovacích konstant VLu stanovena podle průměrného nákladu (0,44 *plm*) jako u VLn, aby se výpočty vztahovaly ke stejnému průměrnému nákladu. Rovnice pro výpočet u_1 je stanovena jako jednotná, neboť charakter této operace je pro obě lanovky stejný a není důvodů, aby se lišil při stejné průměrné hmotnatosti výřezu. Společná vyklizovací rovnice byla zvolena (18). Konstanta na poutání nákladů a VLu byla upravena na 3 minuty.

Na základě těchto úprav byly vždy pro stejnou přibližovací vzdálenost vy počítány náklady pro VLn i VLu a vyneseny do obr. 7.

Graf je zhotoven pro průměrné přibližovací vzdálenosti s rovnoměrně provedenou těžbou 30 *plm/ha* po celé ploše pracovního pole. Na grafu 7 je zřejmé, že při poměrně malé průměrné hmotnatosti nákladu 0,44 *plm* je ekonomicky výhodnější lanovka VLn, zvláště na kratší vzdálenosti. Tato přednost však při zvyšování průměrné hmotnatosti výřezů a tím i nákladu se vyrovnává a jak bude z dále uvedeného materiálu zřejmé, pro jehličnatou kulatinu, kde byly průměrné náklady větší dokonce na další přibližovací vzdálenosti, lanovka VLu se stává hospodárnější.

Mimoto zpravidla dopravou dolů se zkracuje i odvozní vzdálenost a tím i dovozní náklady, které činí zhruba na 1 *plm/km* 1 *Kčs*. Postačí tedy zkrácení odvozní vzdálenosti o 6–3 *km* proti přibližování vzhůru a celková rentabilita pro provoz VLn se stává příznivější.

VLu při soustředování jehličnaté kulatiny

Detailnímu měření bylo podrobeno poměrně velké množství jehličnaté kulatiny a paliva 132,77 *plm*. Palivo se dopravovalo většinou v délkách 3–8 *m*. Zkoušky se konaly na LZ Ostravica, polesí Řečica ve smrkových porostech smíšených s jedlí. Seče byly clonné v pruzích s pomístními kotlíky.

Dříví se přibližovalo na dvou pracovištích s trasami o délce 350 a 220 *m* na průměrnou vzdálenost 176 *m*, průměrná vyklizovací vzdálenost činila $x = 23,70$ *plm*. Průměrná hmotnost nákladu při přibližování 0,76 *plm*, při vyklizování 0,68 *plm*. Obsluhu tvořili 4 pracující, z nichž 3 byli zaměstnanci LZ a získávali provozní zkušenosti s lanovkou během vlastní práce. Pohonný agregát VSK III, lanovka VLu 2.

Zastoupení jednotlivých operací při vlastním soustředování:

jízda s prázdnou kočkou nahoru	25,4 %
vyklizování	26,4 %
poutání	28,4 %
jízda s nákladem dolů	12,2 %
sklad	7,6 %

Vyklizování

Při zpracování měření bylo postupováno podobně jako u předchozích případů a byly získány tyto rovnice:

$$y = 1,796 + 0,036 x \quad (22)$$

Náklady na výřez v *Kčs*:

$$u = 1,115 + 0,023 x \quad (23)$$

Náklady na 1 *plm* v *Kčs*:

$$u_1 = 2,22 + 0,0452 x \quad (24)$$

Při použití redukčního faktoru $\frac{x_k}{x} = 0,6$

$$u_1 = 2,22 + 0,0753 x_k \quad (25)$$

Uvažujeme-li stavbu lanovky na 300 *m* s úhrnnými stavebními náklady $N = 584$ *Kčs* a intenzitu těžby 40 *plm/ha*, obdržíme rovnici

$$u_2 = \frac{584}{4x_k \cdot 1,2} = \frac{121,5}{x_k} \quad (26)$$

Součtová rovnice pružných nákladů na stavbu a vyklizování zní:

$$u_1 + u_2 = 121,5x_k^{-1} + 2,22 + 0,753x_k \quad (27)$$

Po derivování:

$$0 = 121,5 x_k^{-2} + 0,753$$

$$x_k = 40,1 \text{ m}$$

Podle tohoto výpočtu vychází minimální náklady na stavbu a vyklizování pro pracovní pole v šířce 160 m. Z hlediska praktického je však záhodno se držet již zmíněné šířky pracovního pole 100 m a tím i $\varnothing$ vyklizovací vzdálenosti 25 m, neboť zde jsou již pružné náklady téměř v minimu a dále klesají již velmi povolna. Omezení šířky je zpravidla diktováno členitostí terénu a porostů a málokdy je možno rozšířit průměrnou vyklizovací vzdálenost bez rizika zvýšených poruch.

Vlastní přibližování

Podobně jako u předchozích výpočtů i zde byl materiál zpracován do tříd s intervalem 20 m, začínajících od 30–50 m do 290–310 m. Závislost je opět lineární a podle známých podmínečných rovnic způsobem nejmenších čtverců byla stanovena rovnice:

$$y_1 = 1,393 + 0,017 z \quad (28)$$

dále $u_3 = 1,15 + 0,014 z \quad (29)$

Soustředovací konstanty

práce na skládce:	0,89 minut na náklad, tj. 0,74 Kčs na plm,
poutání	3,33 minut na náklad, tj. 2,75 Kčs na plm,
manipulační práce:	0,60 minut na náklad, tj. 0,50 Kčs na plm.

Na skládce se kulatina skladovala na rampě tak, že byla schopna nakládání na odvozní prostředky bez další práce.

VLn při soustředování měkkého dříví

Aby mohlo být srovnáno VLu a VLn při soustředování měkkého dříví, konalo se kontrolní měření pro stanovení přibližné rovnice pro výpočet u_3 . Měření se konalo na LZ Javorník na trase dlouhé 250 m se 3 botkami ve velmi obtížném skalnatém terénu. Kromě spouštění s příkré stráně přímo na veřejnou cestu nebylo možno jinak kulatinu soustředit. Při spouštění bylo nebezpečí padání balvanů i dříví na silniční těleso. Pod nosným lanem lanovky byla uprostřed pole 12 m vysoká kolmá skalní stěna. Pracoviště bylo přímo technickou ukázkou výhod lanovky VLn. Porost smrkový s příměsí jedle a buku. Těžba se konala v rozsáhlém kotlíku s intenzívním zásahem. Celkem bylo detailně změřeno 12,12 plm kulatiny. Průměrná hmotnatost v kusu činila 0,81 plm. Průměrná vyklizovací vzdálenost činila 15 m, průměrná přibližovací vzdálenost 150 m.

Pohonný agregát: adaptace bubnu místo kola u Z-25. Lanovka VLn. Obsluha 4 lidé, zaměstnanci LZ Javorník.

Poněvadž vyklizování se dělo na krátkou vzdálenost, není zde vyhodnoceno a bude dále převzato podle VLu.

Vlastní přibližování

Poněvadž nebylo provedeno dostatečné množství měření, byly vypočteny pouze aritmetické průměry časů ve třídách 110–130 m, 130–150 m, 150–170 m.

Podle těchto hodnot byla graficky stanovena přibližná rovnice.

$$y_1 = 0,0352 \quad (30)$$

$$u_3 = 0,027 \quad (31)$$

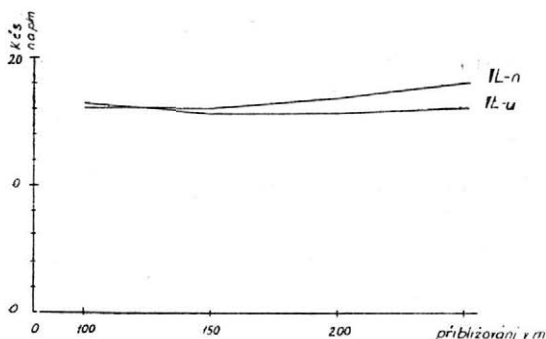
Soustředovací konstanty

práce na skladě	3,00 min. na náklad 3,32 Kčs/plm,
manipulační práce	1,40 min. na náklad 0,83 Kčs/plm.

Konstanta na skladě je poměrně velká, neboť kulatina byla lanovkou pečlivě rampovaná, a tak za cenu delších časů na skládce připravena ke snadnému nakládání přímo na odvozní prostředek.

Na základě tohoto materiálu je možno opět srovnat náklady na soustřeďování lanovkami VLn a VLu, tentokrát při dopravě měkké kulatiny. Pro výpočet stavebních nákladů byl opět použit graf 6. Aby se srovnání konalo pokud možno na společné základně, byla pro vyklizování vybrána společná rovnice

$$u_1 = 1,15 + 0,014 x_k$$



8. Celkové náklady za soustřeďování 1 plm v závislosti na přibližované vzdálenosti

a ostatní výpočty vztaheny na $\varnothing$ náklad 0,76 plm.

Podle výše uvedených rovnic byl zhotoven graf 8, z kterého plyne, že doprava s VLn je hospodárnější než VLu do průměrné přibližovací vzdálenosti 150 m a pak se stává dražší. Mimo to je nutno brát v úvahu důležitý fakt, že přibližováním vzhůru se zpravidla prodlužuje odvozní vzdálenost, a tím i zvýšení dopravních výloh.

Soustřeďování traktorů

Podobně jako u lanovek, tak i u traktorového soustřeďování hraje důležitou úlohu síť lesních přibližovacích cest — linek.

Zavedením radlice na traktor Z-35-P byl dán reálný podklad pro budování sítě přibližovacích linek v dříve neuskutečnitelném rozsahu.

Při posuzování charakteru a uspořádání pracovních polí traktorů nelze však vycházet z dosud používaných výkonových norem, neboť normy nečiní rozdíl mezi vyklizováním lanem a vlastním vlečením za traktorem — přibližováním —, a přece mezi těmito rozličnými operacemi je velký rozdíl, pokud se týče vynaloženého času. Toto slučování vyklizování a přibližování, popřípadě hodnocení podle různých terénních tříd, nemůže vystihnout pravé rozdíly a možnosti výkonu.

Pro informaci, jak vyhlíží vyklizování z ekonomického hlediska, byl pořízen časový snímek ze Z-35-K, s navijákem Š 30, posádku tvořil traktorista a dva závozníci.

Detailně bylo časově měřeno vyklizování 48 plm bukové kulatiny o $\varnothing$ hmotnatosti 0,43 plm, vyklizovalo se po svahu i do svahu o sklonu od 0 do 20 %. Byl měřen čas potřebný na vyklizování, rozměry kulatiny, vyklizovací vzdálenosti v m a pro informaci sklon vyklizování. Mimoto byl měřen čas na všechny ostatní přibli-

žovací operace i přibližovací vzdálenost. Časový materiál byl roztríděn podle vyklizovací vzdálenosti do tříd v intervalu 5 m. První třída od 2,5 m do 7,5 m, poslední 27,5 m—32,5 m.

Vypočtené aritmetické průměry tříd byly vyneseny a bylo zjištěno, že v pozorovaných mezích je možno použít rovnice přímky. Podobně jako u vyklizování lanovkami podle podmíněných rovnic podle způsobu nejmenších čtverců byla vypočtena rovnice pro čas na vyklízení výřezu:

$$y = 0,771 + 0,0845 x \quad (32)$$

Počítáme-li s minutovým nákladem na provoz výše uvedeného prostředku 0,73 Kčs a $\varnothing$ hmotnatosti výřezu 0,43 plm, vychází:

$$u_1 = 1,31 + 0,144 x \quad (33)$$

Stanovení nákladů pro přibližování po lince je v podstatě složitější než u vyklizovacích lanovek, neboť zde nejsou podmínky pohybu tak zjednodušeny a závisejí na mnoha činitelích. U kolových traktorů je to velmi význačné a přesné stanovení rovnic, vyjadřujících objektivní čas potřebný pro vlečení nákladu na lince za různých poměrů, bude vyžadovat podrobná studia ekonomů. Zvláště u kolových traktorů na vzdálenosti do 300 m je přibližovací čas pro jejich pohyblivost velmi kolísavý a závisí na mnoha maličkostech. Při výše uvedeném měření činil pohyb po lince o $\varnothing$ sklonu 10 % s pomístným sklonem až 25 % s $\varnothing$ nákladem 1,80 plm na vzdálenost 250 m průměrně 4,50 minuty s nákladem a 4 minuty zpět. Tomu odpovídá přibližná rovnice

$$y_1 = 0,034 z \quad (34)$$

Převáděno na Kčs za 1 plm

$$u_3 = 0,0151 z \quad (35)$$

Porovnáním rovnic č. 33 a č. 35 vidíme, jak velký je rozdíl v nákladech za přibližování proti vyklizování. Jeden metr vyklizování je desetkrát až dvacetkrát časově náročnější a tím i dražší než 1 m přibližování.

Tento fakt sám o sobě hovoří pro to, aby odměňování za přibližování traktorů doznalo změny, a že je nutno rozlišit vyklizování od vlastního přibližování i v odměňování. Kromě uvedených časů se ještě vyskytují konstanty, které při uvedeném případě činily:

práce na skládce	8,40 minut na náklad, tj. 3,72 Kčs,
sepnutí nákladu	3,44 minut na náklad, tj. 1,53 Kčs,
příprava vyklizování	1,02 minut na náklad, tj. 0,45 Kčs.

Poměrně velký náklad tvoří konstantní práce, dohromady 5,70 Kčs. Zvláště nákladná je práce na skládce, proto by se mělo umístění skládky věnovat více pozornosti než dosud. VÚ se této operaci věnoval a navrhl několik řešení, která podstatně ulehčí práci na skládce.

Časy na vlastní přibližování jsou poměrně malé, proto se často vyplatí vyklizovat poněkud dále, aby místo skládky skutečně vyhovovalo rychlému a kvalitnímu uskladnění.

Na základě uvedených rovnic na vyklizování se dá stanovit ekonomicky nejvhodnější šířka pracovního pole traktorů, dříve je však nutno upravit rovnici č. 33

tím, že x se nahradí x_k podobně jako u lanovek. Z řady zkoušek vyplývá redukční faktor

$$\frac{x_k}{x} = 0,7$$

$$u_1 = 1,87 + 0,206 x_k \quad (36)$$

Za předpokladu oboustranného vyklizování činí šířka pracovního pole $s = 4 x_k$. S rostoucí šířkou pole a tím i x_k klesají náklady na 1 plm ze stavby sítě přibližovacích linek. Minimální společné náklady je možno stanovit obdobně jako u lanovek diagramem syntézy nebo výpočtem minima součtové křivky. Při stanovení nákladů na 1 plm vyplývajících ze stavby přibližovacích cest je nutno vycházet z určitých předpokladů. Tak například předpokládáme, že síť přibližovacích linek se buduje na začátku obnovení doby a během této doby, dlouhé např. 50 let, se amortizuje. Náklad na mechanizovanou stavbu podle závěrečné zprávy inž. Štauda: „Traktor Z-35-P“ činí 3 Kčs na běžný metr přibližovací linky.

Počítáme-li s udržovacími náklady 8 Kčs, obdržíme celkové náklady na 1 běžný metr přibližovací linky.

Předpokládáme-li přibližování 400 plm hroubí z 1 ha bukového porostu za obnovní dobu, činí pak náklady na 1 plm

$$u_2 = \frac{68,5}{x_k} \quad (37)$$

Součtová rovnice pružných nákladů na vyklizování zní

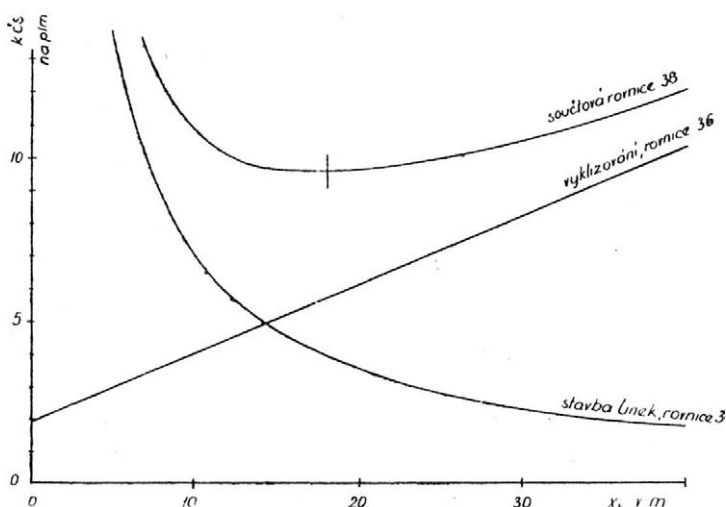
$$u_1 + u_2 = 68,5 x_k^{-1} + 1,87 + 0,206 x \quad (38)$$

Položíme-li první derivaci rovnice rovnou nule, obdržíme dolní vrchol křivky

$$0 = -68,5 x_k^{-2} + 0,206$$

$$x_k = 18,2$$

$$s \doteq 80$$



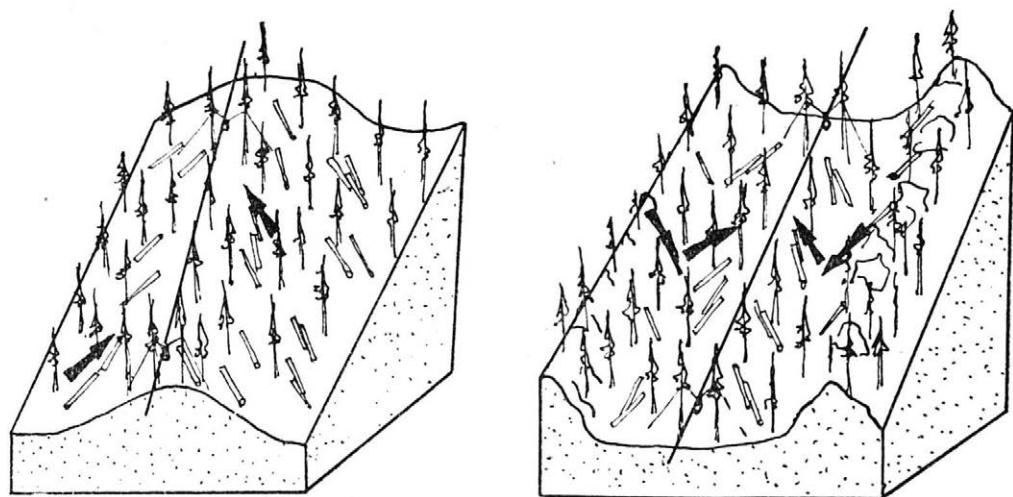
9. Diagram syntézy rovnic (36) a (37)

V našem případě vychází jako nejehospodárnější síť traktorových linek s rozestupem 80 m. Tato hodnota platí pochopitelně v plné míře pouze pro pracoviště s obdobnými poměry jako u zkušebního pracoviště. Při změně průměrné hmotnosti výřezu, vyklizované dřeviny, na druhé straně pak porostní zásoby a nákladů na stavbu a údržbu přibližovacích linek, bude kolísat i nejehospodárnější vzdálenost přibližovacích linek. Do budoucna lze očekávat, že snižování nákladů na vyklizování vhodnými technologickými postupy bude pokračovat stejně intenzivně jako u stavby přibližovacích linek tak, že nemůže dojít k velkým výkyvům. Velkou váhu ovšem na určení konkrétní šířky pracovního pole přímo v porostu má pěstební záměr a samotný terénní reliéf. Tam, kde by budování linek příliš rozdrobovalo porost, není na překážku, aby šířka pracovního pole činila 100 i více metrů, neboť — jak je patrné z grafu 9 — do $x_k = 30$ m je součet pružných časů únosný.

Rozbor výsledků

Shrneme-li vše, co bylo uvedeno, vidíme, že mechanizační prostředky vyžadují promyšleně vedenou síť přibližovacích linek. Především nutno vylíčit plochy v porostech, které podle terénních a porostních podmínek budou zvládnuty traktory, lanovkami či jinými prostředky. Tomuto rozdělení, které je prvním, ale velmi důležitým krokem ke správnému využití prostředku, se říká technologická typizace porostů. Po volbě prostředku následuje vkládání linek do porostu.

U vyklizovacích lanovek v nečleněných svazích, kde to porostní i terénní poměry dovolují, je v poměrech odpovídajících popisu pokusných pracovišť nejvhodnější rozestup linek vyklizovacích 100 m. Pochopitelně, že není možno se držet stroze tohoto údaje, ale je nutno trasu i pracovní pole přizpůsobovat porostu a terénu. Tak například v území s mírnými terénními vlnami ve směru spádu je vhodné vést trasu lanovky na hřebetnici těchto vln, dopravní předěly se pak umísťují v úžlabinách mezi vlnami. V balvanitém terénu, kde na hřebetech terénních vln vystupují skály, porost je zakrnělý a nevhodný pro stavbu lanovky, se snažíme umístit trasu spíše do úžlabin. Dříví ze skalisek je pak nutno spustit z vyvýšené části tak, aby se dalo lépe vyklizovat.



10. Správné umístění linek vyklizovacích lanovek s naznačeným směrem vyklizování

Pokud to situace dovoluje, snažíme se zamezit vyklizování dříví přes terénní vlny, zvláště přes hřebety z úžlabiny do úžlabiny. Zpravidla je pole lanovky omezeno terénní, a tím i dopravní hranicí; pouze tam, kde nejsou, nastupuje kritérium pro šířku pole z ekonomického hlediska. Pro provoz, a tím i pro náklady přibližování lanovkami, má však pronikavý vliv i způsob navázání sítě přibližovací — tras lanovek — na odvozní síť.

Z praktických zkušeností s provozem vyklizovacích lanovek vyplývá několik důležitých poznatků, které by se měly respektovat při trasování nových odvozních cest. Zvláště důležité je přimknutost odvozních cest na dopravní předěly mezi typy terénu pro přibližování jednotlivými prostředky. Nejvýznačněji se to projevuje na hranici mezi traktorovým a lanovkovým terénem. Kombinace prostředků je někdy výhodná, ale zpravidla představuje nepřijemné zvýšení nákladů. Promyšlené vedení odvozní cesty umožňuje omezení kombinací na minimum. Pro lanovku VLn je typické, že pracuje výhodně ve svazích příkřejších než 20 %. Naopak pro traktory je nejvhodnější terén do 20 %. A právě na hranici těchto terénních lomů je výhodné umístit odvozní cestu, která — vedena kolem náhorní plošiny — vhodně podchycuje traktorovou oblast, která gravituje po spádu k cestě, a naopak pod cestou je oblast lanovky VLn, která bezprostředně navazuje na cestu. Toto řešení je zejména vhodné pro hory s náhorními plošinami. Rovněž mezi terénem lanovky VLn a traktorovým u paty svahu je výhodné vedení trasy lanovky.

Lanovkami VLn je vyzdvížen význam výše umístěných cest, které se již nemusí úzkostlivě přimykát ke dnu údolí, kde nebývají pro stavbu a hlavně pro životnost cesty nejlepší podmínky.

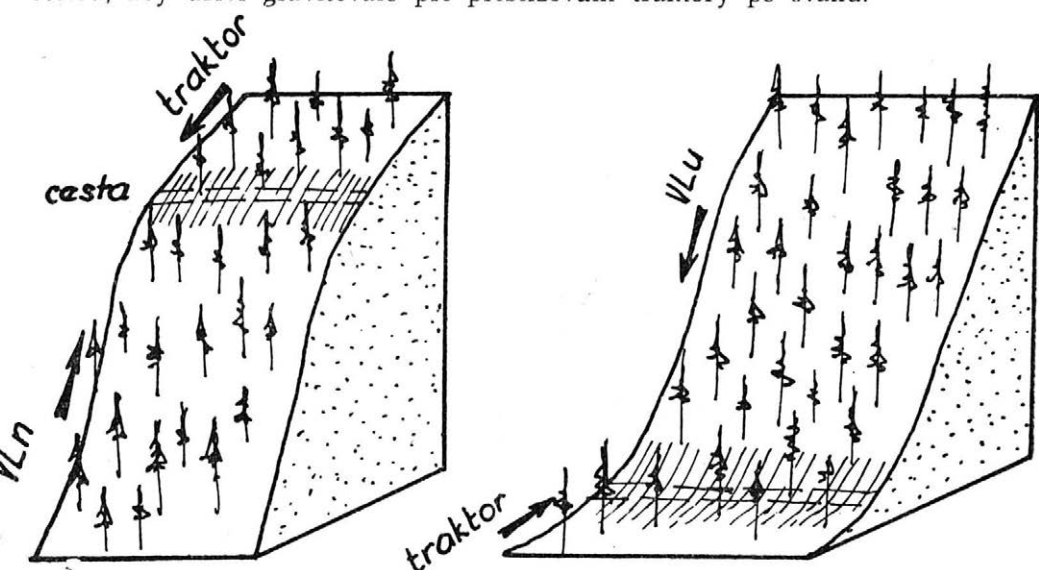
Ve svazích, popřípadě právě na předělu mezi traktorovým a lanovkovým terénem, jsou zpravidla výhodné poměry pro stavbu silnic, které jsou na suchých místech mimo dosah působení vody a mohou být i zemní. Díky rozmachu zemních strojů se stavba zemních cest zlevnila natolik, že stavba cest o šířce 4 m je dosažitelná i pro menší hospodářské celky ve vlastní režii.

Pokud se týče vztahu mezi rozestupem odvozních cest a přibližováním vyklizovacími lanovkami, je možno z hlediska ekonomického nalézt ho podle grafů 7 a 8 a stavebních a udržovacích nákladů na odvozní cesty. Poněvadž při rozšiřování sítě lesních cest budou hrát vážnou úlohu zemní cesty, jejichž mechanizované budování se začíná slibně vyvíjet, je záhodno zdržet se závěrů do doby, až bude více materiálu. Prozatím se jeví z hlediska technických požadavků vyklizovacích lanovek jako velmi výhodná vzdálenost odvozních cest 500—700 m. Z toho polovina se přibližuje VLn vzhůru a polovina VLu dolů. U strání, které jsou kratší a jejichž celková délka činí pouze 400 m, se pak vyplácí použít pouze jednoho směru přibližování. V bukových porostech, které jsou zpravidla netvárné a pro poutání na VLu obtížné, je výhodné používat lanovku VLn a přibližovat dříví vzhůru, naopak ve smrkových porostech je vhodné používat lanovky VLu. Pochopitelně při volbě prostředku je důležitá odvozní vzdálenost, která může zásadně rozhodnout.

V traktorových terénech se spádem kolem 20 % a méně je nutno vybudovat síť přibližovacích linek, odpovídajících technickým požadavkům stroje. Vzdálenost linek od sebe je nejehospodárnější v mezích od 80 do 120 m. Ve sklonech kolem 20 %, zvláště kde při vyklizování je nutno lano vytahovat do svahu, se doporučuje umístit linku v pracovním poli k hornímu dopravnímu předělu a celkovou šířku omezit, poněvadž námaha při vlečení lana na větší vzdálenost je na hranici fyzických možností člověka. Z hlediska vyklizovací techniky je pak nejvhodnější, aby obnovní východiska byla umístěna na dopravním předělu mezi liniemi

a tak, aby postupující obnovou nebyly skupiny starého porostu odříznuty od linky mlázím. Protistupy by se měly vyskytovat pokud možno co nejméně.

Pokud se týče umístění odvozní cesty, má být traktorový terén podchycen cestou, aby dříví gravitovalo při přibližování traktory po svahu.



11. Umístění odvozních cest vzhledem k optimálnímu využití mechanizovaného přibližování

Sklon linek tam, kde je možno volit, nemá překračovat hranici 20 % jednak proto, že vlečené dříví by se mohlo dát do pohybu samo a ohrožovat traktor, jednak že i jízda z prudšího svahu je zpravidla pomalejší, neboť řidič brzdí motorem a pohyb se zvolňuje a tím i pracovní výkon.

V praktickém provozu bylo shledáno, že nejrychleji se pohybuje traktor na lince se spádem 10–12 %. Budování linek buldozerskou radlicí je velmi hospodárné a postavilo uskutečnění sítě lesních přibližovacích linek na reálnou základnu. Přidělením buldozerských radlic přímo lesním závodům je dána možnost provést technologickou přípravu pracoviště stavbou přibližovacích linek v širokém měřítku tak, že je dán předpoklad i k vyššímu a dokonalejšímu využití přibližovacích mechanismů. Zároveň je i dána možnost zdokonalení a rozšíření sítě lehkých zemních odvozních cest a tím, byť i někdy jen sezónně, je dána možnost zkrátit přibližovací vzdálenosti.

Mechanizace přibližování musí být dána do služby trvalé a stále se zvyšující produkci dřevní hmoty. Nemůže stát v protikladu s tvorbou dříví — pěstováním lesa a zvláště pokrokovým, jemnějším způsobům hospodaření, naopak právě v dopravně obtížných terénech musí toto hospodaření vůbec umožnit, poněvadž starými prostředky bez poškození nebo zničení stojícího porostu nebyla často doprava ani možná. Sebedokonalejší pěstební metody mohou právě na nevyřešené dopravě ztroskotat.

Při vytváření porostu nesmí lesník přihlížet jen k cíli vypěstovat hodnotné dříví v dostatečném množství, ale i k tomu, jak je bude snadno a beze ztrát dopravovat; to znamená, že musí ovládat nejenom odborně biologickou stránku, ale i dopravně technické požadavky; zdá se, že v tomto ohledu je třeba ještě mnoho vykonat. Právě tak jako v jiných oborech půjde i v lesnictví technizace a mecha-

nizace nezadržitelně vpřed. Toto tempo se v posledních letech v celosvětovém měřítku neobyčejně zrychluje a je nutné, abychom i my nejenom drželi krok s ostatními, ale byli v čele pokroku.

Souhrn

V současné době nabývá velký význam prostorová porostní úprava, která mimo vytvoření podmínek pro nejvyšší produkci dřevní hmoty má směřovat k nejhospodárnějšímu provozně technickému zvládnutí porostů se zvláštním zřetelem k využití rozsáhlé mechanizace práce v lese. Základy k modernímu pojetí prostorové úpravy položil u nás inž. dr. B. Doležal svou průkopnickou prací po stránce hospodářské úpravy lesa a inž. Štaud po stránce vytvoření technických předpokladů prostorové porostní úpravy za použití rozsáhlé mechanizace.

Jedním z prvořadých úkolů prostorové porostní úpravy je rozčlenění porostů na pracovní pole.

Pracovní pole jako plošná jednotka má svou šířku a délku. Stanovení délky pracovního pole z technického hlediska je ovlivněno prostředkem, který koná přibližovací práce. Kromě technických ohledů pochopitelně působí i jiné ohledy, například biologické. Předložená práce se snaží zodpovědět otázku šířky, popřípadě i délky pracovních polí u vyklizovacích lanovek a traktorů jakožto hlavních prostředků mechanizovaného přibližování, z hlediska hospodářskotechnického.

Za optimální šířku pracovního pole je nutno považovat tu, při které náklady na vyklizování, tj. pohyb dřevní hmoty od místa mýcení k přibližovací lince, a náklady na budování linek jsou minimální. K hledání minima zmíněných nákladů je nutno stanovit rovnice, vyjadřující růst nákladů na vyklizování v závislosti na vyklizovací vzdálenosti. Na základě detailních měření byly tyto rovnice stanoveny pro vyklizování měkké i listnaté kulatiny u vyklizovacích lanovek pro dopravu vzhůru i dolů a informativně i u traktorů. Podíl nákladů na budování linek, připadající na 1 *plm* vyklizované dřevní hmoty, závisí na množství dopravené hmoty. Při hledání nejvhodnější šířky pracovního pole se vychází z předpokladu, že množství vyklizované hmoty při stejné intenzitě těžebního zásahu závisí na šířce pracovního pole. Rovnice, vyjadřující pokles nákladu připadajícího na 1 *plm* v závislosti na šířce pracovního pole, je hyperbola. V předložené práci je vzorec pro stanovení této rovnice uveden tak, aby se pomocí něho dala sestavit rovnice pro těžební zásahy různé intenzity. Tím je dána možnost, aby mohly být řešeny v provozu snadno případy, kdy intenzita těžebního zásahu bude jiná než u příkladů uvedených v této práci.

Jak u vyklizovacích lanovek pro dopravu vzhůru, tak pro dopravu dolů vychází nejvhodnější šířka pracovního pole 80–100 *m*, u traktorů je tato šířka 80 *m*.

Všeobecně lze říci, že při snížení nákladů na budování linky nebo na stavbu trasy, při zvýšení koncentrace dříví, při vyklizování tvrdé kulatiny je záhodno se držet při vytyčování pracovních polí menší šířky, kdežto při zvýšených nákladech na stavbu, při malé koncentraci hmoty při vyklizování měkké kulatiny je možno počítat s větší šířkou pracovního pole.

Stanovení délky pracovního pole je širším úkolem a jeho spolehlivé řešení bude možné až po vyjasnění problému stavby lehkých zemních cest mechanizovaným způsobem. Prozatím z praktického hlediska lze považovat u vyklizovacích lanovek za maximální délku 500 *m*. Optimální délka se pohybuje od 250 do

350 m tak, že vzdálenost odvozních cest v terénu, kde pracují vyklizovací lanovky, by měla činit 500–700 m.

Kromě stanovení rozměrů pracovního pole je neobyčejně důležité jeho umístění. Rozumí se tím vložení přibližovacích cest a gravitačních hranic do terénu. Často terénní konfigurace přímo diktuje tvar a umístění pracovního pole, proto výše uvedené šířky pracovních polí 80–100 m lze považovat za doporučitelné.

Velmi závažné je navazování sítě přibližovacích cest na odvozní cesty. Z hlediska maximálního využití přibližovacích prostředků by přibližovací linky měly končit na předělech mezi oblastmi jednotlivých prostředků. Tento požadavek je nutno respektovat při trasování odvozních cest, na které vyúsťují přibližovací linie.

Z této skutečnosti vyplývá pro projektanta nutnost studia oblasti, kterou budoucí cesta bude podchycovat z hlediska přibližování dříví, aby cesta plnila své hlavní poslání, totiž umožnění snadné a bezeškodné dopravy dříví.

Seznam a výklad použitých značek

- a = koeficient
- b = koeficient
- d = délka pracovního pole v metrech
- J = intenzita těžebního zásahu na ha v plm.
- M = stavební náklady na lanovku v Kčs
- m = počet tříd
- N = součet měření
- n = počet měření v jednotlivých třídách
- s = šířka pracovního pole v metrech
- u = náklady v Kčs za vyklizování výřezu
- u_1 = náklady za vyklizování 1 plm v Kčs
- u_2 = náklady stavební v Kčs, připadající na 1 plm
- u_3 = náklady za přibližování 1 plm v Kčs
- x = skutečná vyklizovací vzdálenost v metrech. (Vyklizování je doprava dřevní hmoty od pařezu po přibližovací linku porostem. U traktoru je to vlečení lanem navijákem k lince, u lanovky vlečení z boku pod nosné lano volnou kladkou.)
- x_k = redukovaná vyklizovací vzdálenost v metrech, ideální kolmá vzdálenost výřezu od linky
- y = čas v minutách na vyklizování výřezu
- y_1 = čas v minutách na přibližování nákladu
- z = přibližovací vzdálenost v metrech. Přibližováním se rozumí vlečení nákladu po lince. Přibližování a vyklizování dohromady tvoří soustředování.
- Σ = součet.

Literatura

1. Beneš J.: Vztahy mezi dopravou dřevní hmoty a stavbou lesních cest, Lesnictví č. 5, roč. 4, 1948. — 2. Buvert, Kišinskij, Syromjatinikov: Suchoputnyj transport lesa, Moskva–Leningrad, 1951. — 3. Doležal B.: Směrnice pro rozčleňování porostů, Bratislava, 1951. — 4. Doležal B.: Priestorová úprava lesa, SUPL, Bratislava, 1956. — 5. Douda–Jindra: Nové formy organizace těžebních prací, Práce VÚLH, sv. 2. — 6. Dressler–Adámek: Malá lanovka, Praha 1956. — 7. Dvořáček: Ekonomické podklady generálního plánu sítě lesních cest, Sborník VŠLZ v Brně, číslo 1, roč. 1955. — 8. Gläser H.: Die Rückung des Holzes, München. — 9. Giordano G.: Tecnologia del legno, Milano, 1956. — 10. Gulisašvili B. G.: Podvesnyje kanatnyje dorogi v lesnoj promyšlennosti, Moskva, 1952. — 11. Hafner F.: Die Praxis des neuzeitlichen Holztransportes, Wien, 1952. — 12. Jindra–Zápotočský: Nové

formy organisace těžby dřeva, Praha, 1954. — 13. Kaufmann G.: Zubringen von Holz im Hochgebirge mit Drahtseilen, München, 1954. — 14. Kolektiv autorů: Pěstování lesů, II. a III. díl, Praha 1955, 1956. — 15. Kolektiv autorů: Ekonomika práce v lese, Praha, 1957. — 16. Korsuň F.: Sdělení o předběžných pokusech... Lesnická práce, roč. XIV, Písek, str. 392-403. — 17. Maschinen für den Bergwald, Bundeswald, Beiheft Nr. 6/1956. — 18. Matyáš K.: Ekonomický dosah různé hustoty cest pro lesní hospodářství, Lesnictví, ročník 4, sešit 4, 1958, Praha. — 19. Matyáš K.: Lesní dopravní síť, Praha, 1957. — 20. Martin H.: Wegennetz, Einteilung und Wirtschaftsplan in Gebirgs-Forsten, München, 1882. — 21. Megille K.: Du choix de tracteur pour le débardage, Rome, 1954. — 22. Papánek F.: Ekonomika soc. lesního hospodářstva, Bratislava, 1955. — 23. Pestal E.: Přednášky na kurs FAO/ECE, Chur, 1958. — 24. Piškula Fr.: Lesní dopravnictví, Praha, 1953. — 25. Skatula L.: Lesní cesty, Brno, 1951. — 26. Schönauer H.: Das Generalprojekt für Forstanschließung. Allgemeine Forstzeitung, Folge 23/24, 1957. — 27. Soom E.: Rückaufwand und Wegeabstand, Schweizerische Zeitschrift für Forstwesen, 1950, Nr. 10/11, str. 546-560. — 28. Steilin H.: Holzaufseilen mit Klein-Seilkrananlagen, Bundeswald, Nr. 5, Jahrg. 7, Chur, 1954. — 29. Steinlin H.: Seil oder Weg, Allgemeine Forstzeitung 1957, Folge 23/24. — 30. Steinlin H.: Untersuchungen zur Verbesserung des Holztransportes im Gebirge. Mitteilungen der Schweiz. Anstalt für das forstliche Versuchswesen, Band XXIX, XXX. — 31. Štaud V.: Vývoj pásových traktorů pro lesnictví, Z 35P, závěr. zpráva, 1956. — 32. Štaud-Holek: Přibližování dříví traktory, Praha, 1955. — 33. Štaud-Doležal: Technologická typisace lesních porostů na úseku přibliž. dříví, Sborník Vysoké školy zemědělské a lesnické v Brně, 1958, svazek 4. — 34. Strehlke E. G.: Holzbringung und Wegebau, Forstarchiv, Jahrg. 28, Heft 4, 1957. — 35. The Timberman: Experimental Use Shows New Road Concept, vol. 58, No 6, 1957.

К вопросу о влиянии новой техники при трелевке древесины на пространственное лесоустройство

В настоящее время приобретает большое значение пространственное лесоустройство, которое кроме создания условий максимальной продукции древесной массы должно быть направлено на наиболее хозяйственное эксплуатационно-техническое лесоустройство с особым учетом использования механизации работ в лесах в широком масштабе. Основы современного понятия пространственного лесоустройства положил у нас инж. д-р Б. Долежал своей пионерской работой по вопросам хозяйственного лесоустройства и инж. Штауд по вопросам создания технических предпосылок пространственного лесоустройства при широком использовании механизации.

Одной из первоочередных задач пространственного лесоустройства является распределение насаждений на рабочие поля.

Рабочее поле как единица площади имеет свою ширину и длину. На установление длины рабочего поля с технической точки зрения оказывают влияние орудия, которыми проводятся трелевочные работы. Кроме технических факторов, само собой разумеется, оказывают влияние и другие, как например, биологические факторы. Предлагаемая работа стремится ответить на вопросы, касающиеся ширины и длины рабочего поля тросо-подвесных установок и тракторов как главных средств механизированной трелевки, с экономическо-технической точки зрения.

Оптимальной шириной рабочего поля необходимо считать такую, при которой затраты на подтаскивание, т. е. перемещение древесины от места рубки до трелевочной линии и затраты на строительство линии должны быть минимальными. Для установления минимума указанных затрат необходимо составить уравнение, выражающую повышение затрат при подтаскивании в зависимости от расстояний транспортировки. На основе детальных измерений были составлены эти уравнения для подтаскивания мягкого и твердого кругляка у тросо-подвесной установки для подъема и спуска, а также информационно и у тракторов. Доля затрат на строительство линий, приходящаяся на 1 пл. м³ подтаскиваемой древесины, зависит от количества транспортируемой массы. При установлении наиболее подходящей ширины рабочего поля мы исходим из предпосылки, что количество транспортируемой древесины при одинаковой интенсивности лесозаготовок зависит от ширины рабочего поля. Уравнение, выражающее снижение затрат, приходящихся на 1 пл. м³ в зависимости от ширины рабочего поля, выражается гиперболой. В предложенной работе приведена формула для составления этого уравнения с тем, чтобы при по-

мощи ее можно было составлять формулы и для лесозаготовок с разной интенсивностью. Таким образом предоставляется возможность легко решать при эксплуатации случаи, когда интенсивность лесозаготовки другая, чем на приведенном в этой работе примере.

У тросо-подвесной установки как для спуска, так и для подъема наиболее подходящая ширина рабочего поля составляет 80—100 м, у трактора — 80 м.

В общем можно сказать, что при снижении затрат на строительство линии или строительство трассы, при повышении концентрации древесины, при транспортировке твердого кругляка желательно при вычислении рабочего поля придерживаться меньшей ширины, и, наоборот, при повышении затрат на строительство при малой концентрации древесины, при транспортировке мягкого кругляка можно рассчитывать на большую ширину рабочего поля.

Установление длины рабочего поля является задачей более обширной и ее точное решение можно будет привести только после выяснения проблемы строительства легких наземных дорог механизированным способом. Пока с практической точки зрения для тросо-подвесных установок можно считать максимальную длину 500 м. Оптимальная длина колеблется от 250 до 350 м, таким образом расстояние трелевочных путей в местности, где работает тросо-подвесная установка, должно было бы составлять 500—700 м.

Кроме установления размера рабочего поля особенно важным является также и его расположение. Под этим подразумевается приспособление трелевочных дорог и гравитационных границ к местности. Часто рельеф местности сам определяет форму и расположение рабочего поля, поэтому вышеуказанную ширину рабочего поля 80—100 м рекомендуется считать только ориентировочной. Весьма важным является подключение сети трелевочных дорог к сети вывозных дорог. С точки зрения максимального использования трелевочных средств трелевочные линии должны были бы кончатся на разделах между областями отдельных транспортных средств. Это требование необходимо учитывать при прокладке вывозных дорог, на которое трелевочные линии выходят. Отсюда для проектировщика вытекает необходимость изучения области, в которой будущая дорога будет служить для целей трелевки древесины с тем, чтобы она выполняла свое главное назначение, т. е. дала бы возможность легко и без потерь транспортировать древесину.

Einige Bemerkungen über den Einfluß der Holzbringungstechnik auf die Waldraumregelung

Die Waldraumregelung gewinnt heute eine große Wichtigkeit, denn sie soll nicht nur auf die Herbeiführung der für die höchste Holzmassenproduktion notwendigen Bedingungen, sondern auch auf die wirtschaftlichste betriebstechnische Bestandesbeherrschung mit spezieller Rücksicht auf die Ausnützung der womöglich weitesten Mechanisierung der Waldarbeit abzielen. Die Grundlagen für die moderne Auffassung der Raumregelung haben bei uns Ing. Dr. B. Doležal durch seine bahnbrechende Arbeit in der Forsteinrichtung und Ing. Štáud durch seine Arbeit betreffend die Bildung der technischen Voraussetzungen für die Raumregelung des Waldes unter Benützung von umfangreicher Mechanisierung angelegt.

Eine der wichtigsten Aufgaben der Waldraumregelung ist die Eingliederung der Bestände in die Arbeitsfelder.

Das Arbeitsfeld als eine Flächeneinheit hat seine Breite und Länge. Die Festsetzung der Länge des Arbeitsfelds ist vom technischen Standpunkt aus durch das Bringungsmittel beeinflusst. Außer den technischen Hinsichten wirken natürlich auch andere Hinsichten, z. B. die biologischen. Die vorliegende Arbeit bemüht sich das Problem der Breite, bzw. der Länge der Arbeitsfelder der Aufräumungsseilbahnen und Traktoren als Hauptmittel der mechanisierten Holzbringung vom wirtschaftlich-technischen Standpunkt aus zu lösen.

Als optimale Breite des Arbeitsfeldes muß man diejenige betrachten, bei welcher die Aufwände der Holzaufräumung, d. h. der Bewegung der Holzmasse vom Hiebsort zum Bringungsweg, und die Aufwände des Wegebauwerkes minimale sind. Bei der Ermittlung dieses Aufwandsminimums muß man die Gleichungen festsetzen, die den Zuwachs von Holzbringungsaufwänden in Beziehung zur Bringungsentfernung darstellen. Auf

Grund der ausführlichen Messungen waren diese Gleichungen für die Aufräumung sowohl des Nadel- als auch des Laubrundholzes bei den Aufräumungsseilbahnen für den Talwärts- und Bergwärtstransport und informationsweise auch bei den Traktoren festgesetzt. Der auf 1 fm der aufräumten Holzmasse verfallende Anteil des Linienbaues hängt von der Menge der beförderten Masse ab. Bei der Feststellung der vorteilhaftesten Arbeitsfelddbreite setzt man voraus, daß die Menge der aufräumten Masse bei gleicher Intensität des Holznutzungseingriffs von der Breite des Arbeitsfelds abhängt. Die Gleichung, die die Herabsetzung des auf 1 fm verfallenden Aufwandes in Beziehung zur Arbeitsfelddbreite darstellt, ist die Hyberbel. In vorliegender Abhandlung ist die Formel für diese Gleichung auf die Weise angegeben, daß man mit dieser Formel die Gleichung für die Holznutzungseingriffe verschiedener Intensität zusammengestellt werden könne. Dadurch ist eine Möglichkeit gegeben, daß im forstlichen Betriebe auch solche Fälle gelöst werden können, wo sich die Intensität des Holznutzungseingriffes von den in dieser Abhandlung angeführten Beispielen unterscheiden wird.

Bei den Aufräumungsseilbahnen beträgt die optimale Breite des Arbeitsfeldes sowohl für den Bergwärts- als auch Talwärtstransport 30 bis 100 m und bei den Traktoren 80 m.

Im allgemeinen kann man sagen, daß bei den herabgesetzten auf den Linien- oder Trassenbau verfallenden Aufwänden und bei der erhöhten Holzkonzentration die Breiten der Arbeitsfelder für die Aufräumung des Laubrundholzes kleinere sein sollen, wogegen bei den erhöhten Bauaufwänden und bei kleinerer Holzmassenkonzentration mit größerer Breite des Arbeitsfeldes zu rechnen ist.

Die Feststellung der Länge des Arbeitsfeldes ist eine breitere Aufgabe und ihre zufriedenstellende Lösung wird bis nach Erklärung des Problemes des Baues der leichten Erdwege mit mechanischen Mitteln möglich sein. Vom praktischen Gesichtspunkt aus kann man bei den Aufräumungsseilbahnen inzwischen die maximale Länge von 500 m annehmen. Die optimale Länge schwänkt zwischen 200 bis 350 m, und zwar so, daß die Entfernung der Holzabfuhrwege im Terrain, wo man mit Aufräumungsseilbahnen arbeitet, 500 bis 700 m betragen soll.

Außer den Arbeitsfelddimensionen ist auch die Situierung der Arbeitsfelder von großer Bedeutung. Damit versteht man das Anlegen von Bringungswegen und Gravitationsfeldern im Terrain. Die Terrainkonfiguration diktiert vielmals die Form und Lage des Arbeitsfeldes, so daß die oben angeführten Breiten der Arbeitsfelder 30 bis 100 m können nur als empfehlbar betrachtet werden. Sehr wichtig ist auch die Anknüpfung des Bringungswegenetzes auf die Holzabfuhrwege. Vom Standpunkt der maximalen Ausnützung der Bringungsmittel aus sollten die Bringungslinien auf den Grenzlinien zwischen den Gebieten einzelner Bringungsmittel enden. Diese Forderung muß beim Trassieren der Holzabfuhrwege, in welche die Bringungswege münden, respektiert werden. Diese Tatsache hat zur Folge, daß der Projektant das Gebiet, wo der künftige Weg seine Hauptaufgabe, nämlich eine leicht durchführbare und schadlose Holzbringung erfüllen wird, gründlich studieren muß.

Použití umělých podpěr u lesních lanových drah

Применение искусственных опор для лесных подвесных дорог

Benützung künstlicher Stützen bei Waldseilbahnen

Inž. Zd. RĚMAN, inž. A. SCHLAGHAMERSKÝ, inž. M. DRESSLER,

Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti, Výzkumná stanice Křtiny u Brna

Došlo dne 27. V. 1959

Úvod

Zavedení jemnějších způsobů hospodaření v horách přímo závisí na zpřístupnění porostů a zavedení nové techniky. Zvláště horské oblasti reprezentující velké porostní celky, kde vedle snahy po zavedení intenzivního hospodaření přistupují i terénní a klimatické těžkosti, vyžadují použití dopravních prostředků pohyblivých, lehce montovatelných, výkonných a hospodárných. Horský porostní komplex předpokládá k dokonalému zvládnutí dopravy dříví vybudovanou primární sítí odvozních cest, která řeší odlehlost porostních pracovišť. Pracoviště se snažíme dopravně zpřístupnit traktory a lanovkami. Velké finanční náklady na stavbu cest vyzvedly určité výhody lanovek, takže v současné době dochází k rozšiřování sítě lanovek pro dopravu dříví.

Visutá lanová dráha je nejkratším dopravním spojením mezi místem nakládání a skládky. Trasa je téměř nezávislá na tvaru terénu a zaujímá v porostech velmi malou plochu. Sklon trasy může být i přes 45°. K provozu lanovek je zapotřebí malé pohonné energie, také obsluha posádkou je snadná. Dopravu dříví je možno zajistit v každé roční době. Trasou lanovek je možno zpřístupnit místa, kde nelze hospodárně postavit jiný dopravní prostředek. Lano jako jízdní dráha klade velmi malý odpor proti odvalování kladek, vyžaduje však v určitých bodech podepření, což se děje podpěrnými botkami v terénních lomech trasy. Vzdálenost mezi dvěma podpěrnými botkami nazýváme rozpětím nebo polem. Rozpětí mezi podpěrami je ovlivňováno terénem a napětím v laně, které závisí na způsobu napínání, napínací síle a velikosti pohybujícího se břemene.

Nosné lano je nepříznivě namáháno, je-li pevně ukotveno na obou koncích, což je běžné u lesnických lanovek. Je-li napínáno nosné lano na jednom konci závažím, je lano namáháno příznivě, neboť prodloužení lana v rozpětí je vyrovnáváno zdvihem závaží. U lanovek na obou koncích pevně ukotvených se může délka lana v namáhaném poli zvětšit jen pružným prodloužením lana. Každé prodloužení lana projevuje se zvýšením namáhání v tahu. Největších rozdílů v napětí nosného lana (rozdíl mezi počátečním napětím a napětím pod břemenem) je dosahováno u lanovek, jejichž trasa je tvořena pouze jedním polem. U tras, kde je více polí,

jsou rozdíly v napětí menší a přibližují se hodnotám napětí lana napínaného závažím.

Protažení lana následkem zatížení se rozloží na více polí a tím se zmenší rozdíly v napětí.

S výškovým rozdílem klesá toto napětí podle vztahu $\Delta T = h \cdot q_1$, to znamená, že rozdíl napětí dvou bodů nosného lana je dán součinem jejich výškového rozdílu a vlastní váhy lana na běžný metr.

Prakticky se postupuje tak, že se maximální hodnota počátečního napětí, která vyplývá z bezpečnostního výpočtu nosného lana, dosazuje pro výpočet tlaku na nejvyšší podpěru a hodnoty napětí pro výpočet tlaku na ostatní botky se upravují podle jejich výškového rozdílu.

U nosných lan pevně kotvených, zatížených více břemeny (Valtelina), je nutno do rovnice pro výpočet tlaku na podpěru vkládat napětí lana zatíženého břemeny. Toto napětí již nevykazuje tak velké kolísání při provozu jako v předcházejícím případě. Jeho počáteční hodnota při zatížení řetězem břemen stoupne na provozní napětí T_Q , které pak pouze mírně kolísá. Zvláště u lanovek s více poli, jak tomu bývá nejčastěji u lanovky Valteliny, je toto kolísání velmi zmírněno kompenzačním účinkem navzájem různě zatížených polí. Dosazuje se tedy v tomto případě napětí T_Q , které přes menší nepřesnosti naprosto postačuje. U lanovek s malým množstvím podpěr a s omezeným počtem břemen je možno T_Q vyhledat vždy pro případ, že se jedno břemeno nachází u podpěry. Tento zdlouhavý postup je možno provést pomocí rovnic uvedených v článku „Poznámky k výpočtům napětí nosných lan s pevně kotvenými konci“. Všeobecně však pro praktické výpočty postačí, když dosadíme do rovnice (2, 3, 5) T_Q , i když se dopustíme menší chyby.

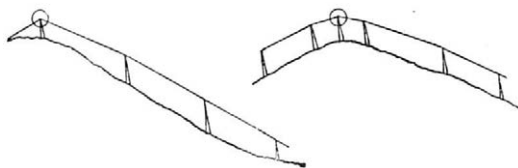
Tlak nosného lana na podpěru se stanoví podle rovnice

$$R = 2 T \sin \frac{\alpha}{2} (1 + 0,5 \mu^2),$$

přičemž zjištění hodnoty napětí v nosném lanu v okamžiku maximálního namáhání podpěry je prvořadý úkol, který se řeší podle charakteru napínání nosných lan a podle způsobu jejich zatížení. Maximální tlak na podpěru nastává v okamžiku, kdy břemeno nebo při zatížení lana více břemeny, jedno z nich se nachází bezprostředně u botky. Toto maximální namáhání není způsobováno zvětšováním napětí v samotném nosném lanu, ale zvětšováním úhlu lomu na botce, jehož stanovení je předmětem dalších výpočtů. U nosných lan s pevně kotvenými konci zatížených jedním břemenem (vyklizovací lanovky, lanové jeřáby) vzniká při poloze břemene blízko podpěrné botky napětí v nosném lanu, které je velmi blízké počátečnímu napětí zatíženého lana, pouze vlastní vahou. Jak je všeobecně známo, toto napětí v průběhu délky nosného lana se mění. Zvláště u lanovek delších s velkým výškovým rozdílem je hodnota napětí T různá pro jednotlivé podpěry. Největší počáteční napětí je vždy v relativně nejvyšším bodu nosného lana. To znamená, že u běžných tras typu Wyssen či vyklizovacích lanovek je tento bod závěsu

nosného lana na horní stožárové podpěře nebo horní kotvě. U složitějších vypouklých tras je to pak nejvýše umístěná podpěrná botka.

Shrneme-li všechny tyto poznatky pro praktickou potřebu, vyplývá pro vyklizovací lanovky a pro lanové jeřáby typu Wyssen, že pro výpočet tlaku na podpěru bereme v úvahu



1. Maximální napětí nosného lana na nejvýše umístěné podpěře.

montážní napětí nosného lana. To znamená u vyklizovacích lanovek 2500 až 3500 kg, u Wyssenu 6000—8000 kg. Toto napětí vyplývá z výpočtu projektu lanovky.

Při výpočtu tlaku na podpěru oběžných lanovek, např. Valteliny, je nutno dosazovat napětí lana zatíženého břemeny, což se dá vypočítat na základě dříve vzpomenutých vzorců při projektu nebo se jednoduše stanoví z jmenovité pevnosti nosného lana tím, že tuto dělíme bezpečnostním koeficientem, který činí u lanovek v lesním provozu 3—3. Tím vypočteme maximální dovolené namáhání nosného lana, které je totožné s provozním napětím pod břemeny T_Q . Toto napětí pak s menší chybou lze použít pro výpočet tlaku na botku.

Pro jednotlivé botky je pak nutno podle jejich výškového rozdílu od horní kotvy stanovit rozdíl napětí $\Delta T = h \cdot q$, kterým se upraví základní napětí.

Určení sil, působících na podpěru

U běžně používaných lesních lanovek působí na podpěry tyto síly:

1. Tlak lan.
2. Tlak větru.
3. Tlak od vlastní váhy podpěry.

ad 1. Tlak lan na podpěrnou botku případně i tlak tažných lan na kladku. Reakce v podpěře je vyčíslena na základě součtu všech sil působících na lano od poloviny z každého rozpětí po obou stranách podpěry. V tomto součtu sil je zahrnut tlak nosného lana, břemene s vozíkem, tažného lana, případně i větru působícího na yvstavené plochy.

Při výpočtu předpokládáme, že všechny síly do obou polovic rozpětí působí uprostřed úložné botky.

Výpočet:

Ke stanovení reakce vyvozené lomy, je nutno především určit:

1. Zjištění napětí v laně v jednotlivých polích.
2. Určení úhlu lomu nosného lana při zatížení vlastní vahou, břemenem a tažným lanem.
3. Určení tření v botkách.
4. Výpočet celkové reakce podpory od tlaku lan.

ad 2. Především musíme určit celkový úhel lomu nosného lana, který je ovlivňován vzájemnou výškou úložných botek v sousedních polích a průhybem nosného lana v každém tomto poli.

Úhel lomu nosného lana se mění podle postavení vozíku na nosném laně. (Viz obr. 2).

Označíme-li v obr. 2a, 2b úhly, které svírají tečny průhybové křivky v obou sousedních polích jako α_1 a α_2 , pak úhel lomu na podpěře A je roven algebraickému součtu:

$$\alpha = \alpha_1 \pm \alpha_2 \quad 1$$

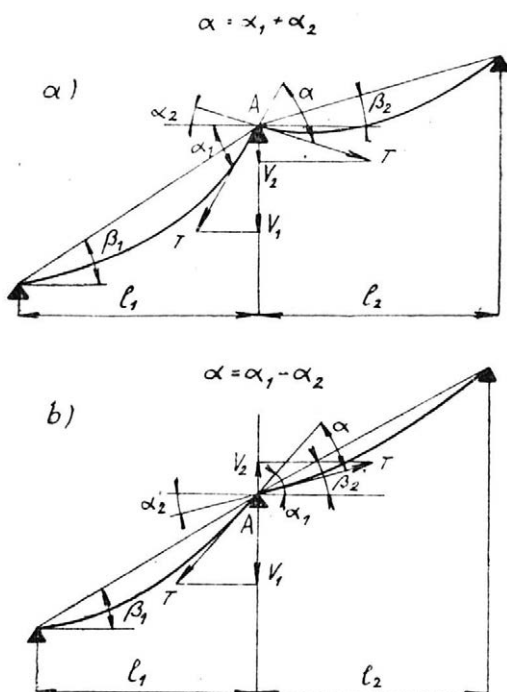
Při výpočtu hodnot α_1 a α_2 obdržíme též jejich skutečná znaménka (+, -). Úhel lomu vypočítáme na základě zjištění velikosti vertikálních reakcí V_1 a V_2 a napětí v nosném laně T , pak

$$\sin \alpha_1 = \frac{V_1}{T}; \sin \alpha_2 = \frac{V_2}{T}$$

Maximální úhel zlomu nastává tehdy, když se vozík nachází v bezprostřední blízkosti podpěrné botky, a to buď zleva nebo zprava podle směru pohybu. Vertikální reakce V_1 od levého pole l_1 a V_2 od pravého pole l_2 se budou skládat:

podle Dukelského (4)

1. reakce nezátíženého nosného lana V'_1 a V'_2
2. reakce vozíků v polích l_1, l_2 V''_1 a V''_2 ,
3. reakce vozíku stojícího těsně u podpěrné botky $Q + G$



Pohybují-li se vozíky od pole l'_1 do pole l'_2 (obr. 3)

$$\sin a_1 \max = \frac{V'_1 + V''_1 + V_{Q1}}{T} \quad 2$$

$$\sin a_2 \min = \frac{V'_2 + V''_2}{T} \quad 3$$

$$a = a_1 \max \pm a_2 \min \quad 4$$

Obdobně platí též pro vozíky pohybující se z pole l'_2 do pole l'_1 :

$$\begin{aligned} \sin a_1 \min &= \frac{V'_1 + V''_1}{T} ; \sin a_2 \max = \\ &= \frac{V'_2 + V''_2 + V_{Q2}}{T} \end{aligned}$$

Při provádění výpočtu je nutno vyhledat maximální hodnotu a , která může vzniknout při

$$a = a_1 \max \pm a_2 \min,$$

$$\text{či } a = a_1 \min \pm a_2 \max,$$

2. Schéma úhlů a sil působících na podpěru.

proto je nutno vždy provést výpočet pro přiblížení břemene k podpoře v poli l'_1 i v poli l'_2 , neboť maximální lom lana a tím i maximální zatížení podpěry může nastat v okamžiku, když břemeno buď se blíží bezprostředně k botce nebo po přejezdu botky.

Výpočet reakcí V' a V'' :

1. Reakce V' od nezátíženého nosného lana

$$V' = -\frac{g_o}{2} l' \pm T \cdot \sin \beta \quad 5$$

g_o = vlastní váha nosného lana kg/m'

l' = šikmá vzdálenost pole

Znaménko + použije se tehdy, je-li v zjišťovaném poli počítána podpěra výše nežli sousední daného pole.

Znaménko —, když počítaná podpěra je níže jak druhá sousední v tomtéž poli.

$$V'' = (n - 1) (Q + G) - V_B \quad 6$$

reakce V_B se určí z momentů vzhledem k bodu A.

$$V_B = \frac{(Q + G)}{l'} \omega' \cdot [1 + 2 + 3 \dots (n - l)] = \frac{Q}{l'} \cdot \omega' \cdot \frac{n}{2} (n - l)$$

Dosadíme do výrazu rov. 6:

$$V'' = (Q + G)(n - 1) \left(1 - 0,5 n \frac{\omega'}{l'}\right) \quad 7$$

- $\beta_{1,2}$ = sklon lana v poli $l'_{1,2}$
 A = podporová reakce uvažované podpěry
 V_B = podporová reakce
 Q = váha břemene
 G = váha vozíku + příp. váha tažného lana v úseku mezi vozíky g_1 .
 $\Delta l'$ = rozdíl násobku nejbližší vyššího ω' oproti l'
 ω' = šikmá vzdálenost vozíků
 n = počet vozíků v poli
 g_1 = váha tažného lana v kg/m'

2. Reakce od vozíků v poli V'' (obr. 3):

Počet vozíků n v poli vypočítáme, jestliže danou délku šikmého pole l' dělíme vzdáleností vozíků ω' , při čemž od čitatele tohoto zlomku dosadíme nejbližší vyšší násobek vzdálenosti vozíků ω' a označíme si zvlášť rozdíl skutečné délky šikmého pole a násobku ω' jako $\Delta l'$ (viz obr. 3)

$$n = \frac{l' + \Delta l'}{\omega'}$$

dosadíme-li tento výraz do rovnice 7:

$$V'' = (Q + G) \left[\left(\frac{l' + \Delta l'}{\omega'} - 1 \right) \left(1 - 0,5 \frac{(l' + \Delta l') \cdot \omega'}{\omega' \cdot l'} \right) \right]$$

po upravení:

$$V'' = \frac{(Q + G)}{2} \left[\frac{(l' + \Delta l' - \omega') \cdot (l' - \Delta l')}{\omega' \cdot l'} \right] \quad 8$$

Úhel lomu $\alpha = \alpha_1 \pm \alpha_2$ po dosazení

$$\alpha = \frac{V'_1 + V''_1 + (Q + G)}{T} \pm \frac{V'_2 + V''_2}{T} \quad 9$$

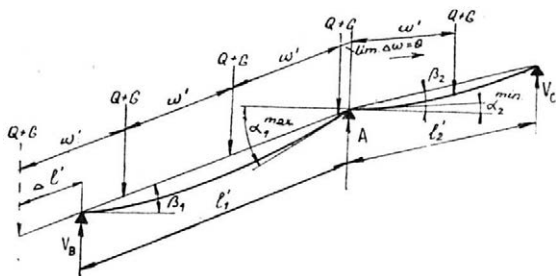
Příklad 1:

Výpočet úhlu lomu na podpěře A u transportní gravitační lanovky.

Dáno:

- šikmá délka $l'_1 = 180 \text{ m}$
 $l'_2 = 140 \text{ m}$
 lano $\varnothing 22,4 \text{ mm}$ $g_0 = 1,4 \text{ kg/m'}$
 vzdálenost vozíků $\omega' = 80 \text{ m}$
 váha tažného lana $\varnothing 11,2 \text{ mm}$;
 $g_1 = 0,4 \text{ kg/m'}$
 $G_2 = g_1 \cdot \omega' = 32 \text{ kg}$

- váha vozíku $G_1 = 70 \text{ kg}$
 váha břemene $Q = 800 \text{ kg}$



3. Schéma k příkladu 1.

celková váha $(Q + G) \doteq 902 \text{ kg} \doteq 900 \text{ kg}$

napětí v laně $T_Q = 8000 \text{ kg}$

sklon lana $\beta_1 = 24^\circ 20'$

$$\beta_2 = 20^\circ$$

Pohybují-li se vozíky zprava: (z l'_2 do l'_1)

Při určování počtu vozíků n zahrnujeme břemeno stojící na botce do počtu břemen v každém jednotlivém poli.

$$V'_1 = \frac{g_o}{2} \cdot l'_1 + T_Q \cdot \sin \beta_1$$

$$V'_1 = \frac{1,4 \cdot 180}{2} + 8000 \cdot 0,412 = 126 + 3290 = 3416 \text{ kg}$$

$$V''_1 = (Q + G) \left(n - l \right) \left(1 - 0,5 n \frac{\omega'}{l'} \right)$$

$$V''_1 = 900 \cdot (3 - 1) \left(1 - 0,5 \cdot 3 \frac{80}{180} \right) = 900 \cdot 0,666 =$$

$$V''_1 = 598 \text{ kg}$$

$$\sin \alpha_{1\min} = \frac{V'_1 + V''_1}{T_Q} = \frac{3416 + 598}{8000} = \frac{4014}{8000} = 0,502$$

$$\alpha_{1\min} = \underline{\underline{30^\circ 10'}}$$

$$V'_2 = \frac{g_o}{2} \cdot l'_2 - T_Q \cdot \sin \beta_2$$

$$V'_2 = \frac{1,4 \cdot 140}{2} - 8000 \cdot 0,342 = 97,3 - 2740 = -2642,7 \text{ kg}$$

$$V''_2 = (Q + G) \left(n - l \right) \left(1 - 0,5 n \frac{\omega'}{l'} \right) = 900 (2 - 1) \left(1 - 0,5 \cdot 2 \frac{80}{140} \right) =$$
$$= 900 \cdot 0,246 = 383$$

$$\sin \alpha_{2\max} = \frac{-2643 + 383 + 900}{8000} = \frac{-1360}{8000} = -0,192$$

$$\alpha_{2\max} = -11^\circ 10'$$

$$\alpha = \alpha_1^{\min.} + \alpha_2^{\max.} = 30^\circ 10' - 11^\circ 10' = 19^\circ$$

K usnadnění výpočtu úhlu zlomu slouží přiložené spojnicové nomogramy, na nichž s dostatečnou přesností určíme jednotlivé komponenty V' a V'' , potřebné do vzorců 2 a 3.

Pro běžný případ lesní dopravní lanovky (typu Valtelina) byly sestaveny nomogramy 2. a 3. za předpokladu, že nosné lano má $\varnothing 22,4 \text{ mm}$ a zatížení vozíků na nosném laně je 800 kg , při čemž vlastní váha obou závěsů vozíku a připadající díl váhy tažného lana je 100 kg .

Při stanovení reakce V' podle nomogramu 2. vycházíme od stupnice β přes stupnici T na stupnici A , z této na stupnici l' a zpětně na výslednou stupnici V' .

Postup výpočtu: Spojnice sklonu lana ve stupních β s hodnotou napětí nosného lana v tunách stupnice T protíná stupnici A , spojnice průsečíku stupnice A s hodnotou šikmé délky pole v m , a to buď vyhledané na stupnici $+l'$, nebo $-l'$, pak protíná stupnici V' v hodnotě určující V' v kg . Hodnotu šikmé délky pole vymezujeme na stupnici $+l'$, jestliže ve zjišťovaném poli počítaná podpěra je výše jako druhá v témže poli. Stupnice $-l'$ použijeme pak v případě, kdy počítaná podpěra je níže jako druhá v témže poli. Určená hodnota V' je pak kladná nebo záporná, a to je-li průsečík nad počátkem nebo pod ním.

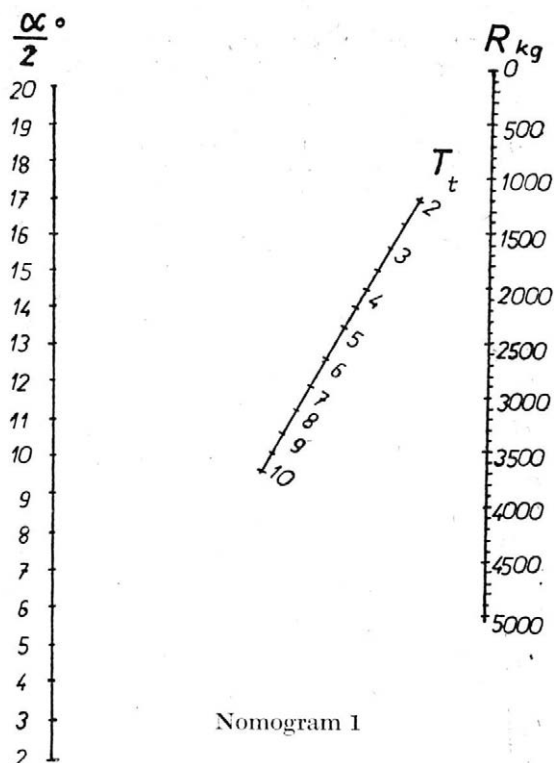
Stanovení reakce V'' podle nomogramu 2: Vycházíme od stupnice B přes stupnici C na stupnici D a odtud v závislosti na stupnicích l' a ω' na výslednou stupnici V'' .

Postup stanovení: nejprve vypočteme výraz $(l' + \Delta l' - \omega')$ pro dané pole a tuto hodnotu v m určíme na stupnici B spojíme s obdobně vypočítanou hodnotou $(l' - \Delta l')$ na stupnici C . Spojnice protne stupnici D , odkud vedeme rovnoběžku se spojnicí hodnot ω' a l' (obě stupnice jsou vynešeny v m), jež protne stupnici V'' v hledané hodnotě (v kg).

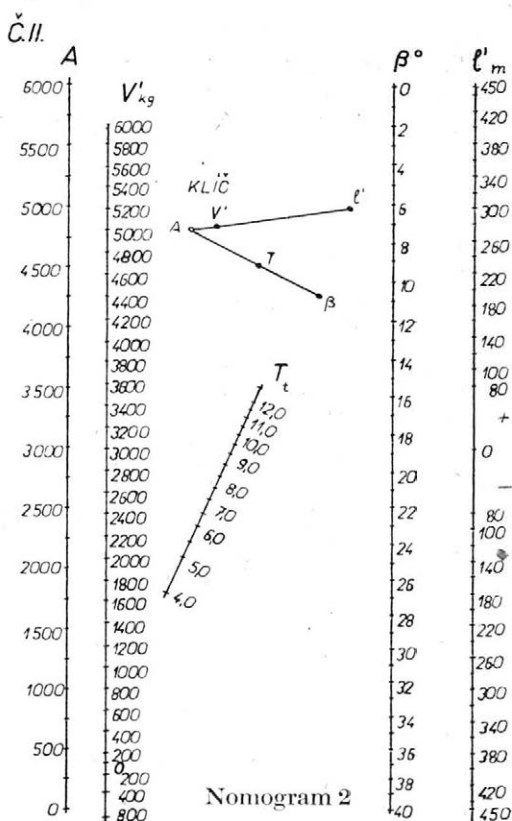
$\Delta l'$ je roven doplňku hodnoty l' na nejbližší vyšší hodnotu, v níž je ω' celým číslem obsažena. Podle dříve uvedeného příkladu

$$\frac{l' + \Delta l'}{\omega'} = \frac{180 + \Delta l'}{80} = 3, \text{ z čehož}$$

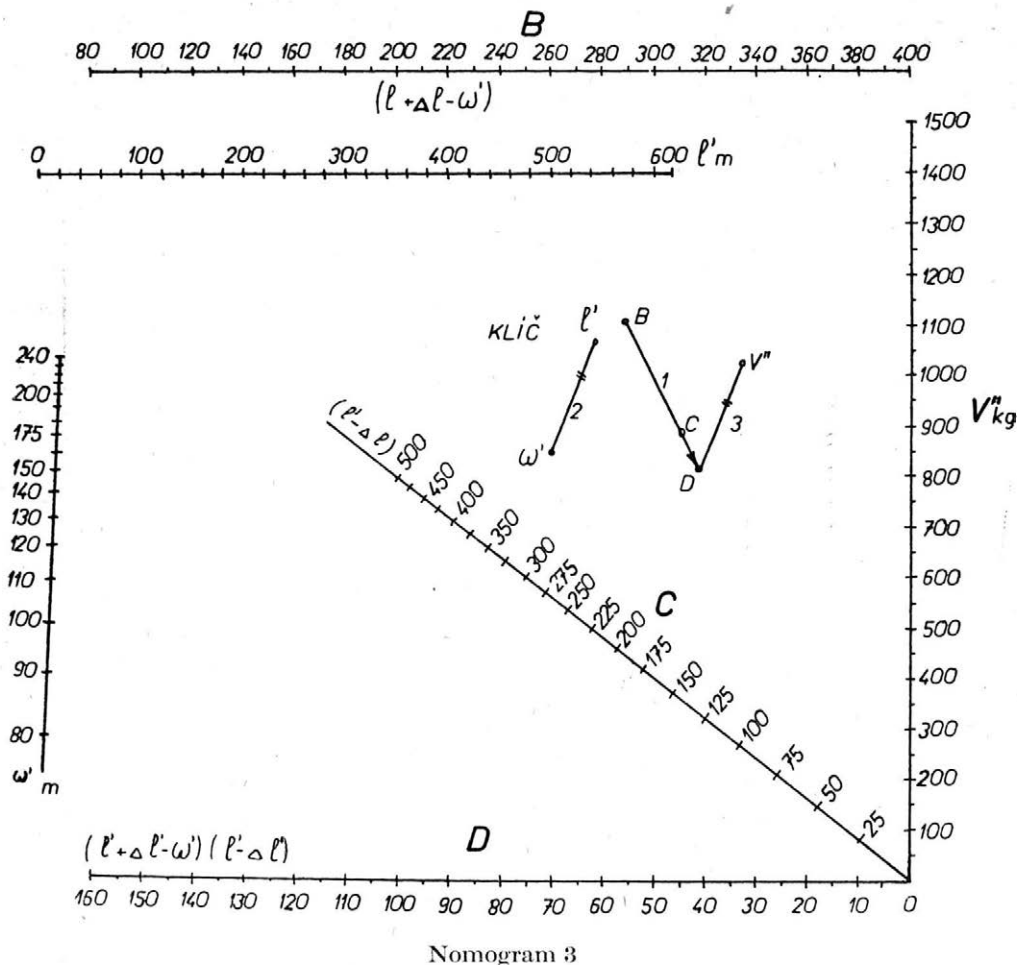
hož $\Delta l'$ je 60, pak $(l' + \Delta l' - \omega') = 180 + 60 - 80 = 160$, podobně $(l' - \Delta l') = 180 - 60 = 120$.



Nomogram 1



Nomogram 2



Nomogram 3

U lesních lanovek s velkým úhlem lomu nosného lana, kde se pohybuje v celé trase pouze jediné břemeno, je nutno uvažovat při přesném výpočtu vliv tažné (brzděné) síly na úhel lomu lana na podpěře. Vzorce výše uváděné jsou vhodné pro trasy, kdy úhly zlomu jsou malé, takže vliv tažné síly se vzájemně vyrovnává a můžeme ho zanedbat zvláště u transportních lanovek. Pro větší úhly lomu nosného lana transportních lanovek je vhodnější použít vzorců podle Czitaryho (2): vozíky se pohybují zleva doprava (obr. 4)

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \beta_1 - \frac{(g_o + g_1) \cdot l_1 + n(Q + G)}{2 H_1} - \frac{(Q + G) \cdot r}{2 l_1 \cdot H_1} \quad 10$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \beta_2 + \frac{(g_o + g_1) \cdot l_2 + n(Q + G)}{2 H_2} + \frac{n(Q + G) r}{2 l_2 H_2} \quad 11$$

při čemž platí, že $(n-1) \omega + r = l$

$$\alpha = \alpha_2 - \alpha_1 \quad 12$$

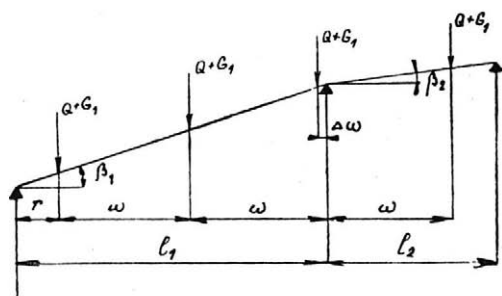
- α_1 = úhel tečny průhybové křivky v poli l_1
- α_2 = úhel tečny průhybové křivky v poli l_2
- $\beta_{1,2}$ = úhel sklonu lana v poli l_1, l_2
- g_o = vlastní váha nosného lana v kg/m'

- g_1 = vlastní váha tažného lana v kg/m'
 n = počet vozíků v poli l_1 , včetně vozíku stojícího těsně u podpěry
 $G+G_1$ = váha břemene vozíku
 $H_{1,2}$ = vodorovná složka napětí v laně v poli l_1 a l_2
 r = zbyývající vzdálenost vozíku od krajní podpěry
 a = úhel lomu nosného lana na podpěře

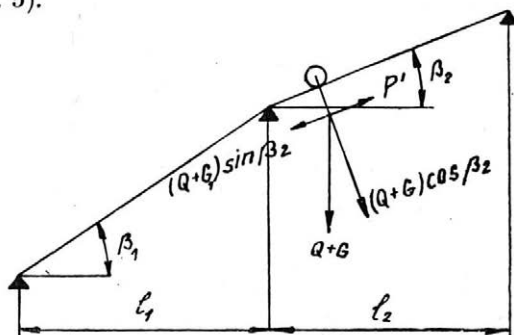
Větší úhly lomu lana u lanovek s jedním břemenem pohybujícím se po celé délce trasy počítáme podle následujících vzorců. Výsledky takto získané jsou dostatečně přesné. Při výpočtu uvažujeme břemeno zavěšené v poloze:

- vertikální,
- horizontální,
- polozávěsu.

ad a) výpočet úhlu lomu lana při pohybujícím se břemenu zavěšeném na nosném laně v poloze vertikální (viz obr. 5).



4. Schéma k příkladu 1



5. Schéma k výpočtu úhlu lomu lana při pohybujícím se břemenu zavěšeném na nosném laně ve vertikální poloze.

Vliv tažné síly: Vozík se pohybuje zleva doprava:

- f_z ... koeficient tření kmene o terén
 f_v ... koeficient tření valivého vozíku (0, 3)
 P' ... síla brzdná (tažná)

$$P' = (Q + G_1) (\sin \beta_2 - f_v \cdot \cos \beta_2)$$

13

Brzdící síla pro pohyb rovnoměrný se vypočítá podle rovnice 13, při čemž proti působí vložka sinová, které je této síle rovná, jelikož hodnota $(Q+G) \cos \beta_2 \cdot f_v$ je velmi malá.

Vertikální působení těchto složek můžeme vyloučit.

Výpočet úhlu lomu: Vozík se pohybuje zleva doprava.

K výpočtu úhlu lomu můžeme též použít tangent úhlů sklonu lana.

Vodorovnou složku napětí lana na botce H_B bychom měli počítat pro každé pole zvlášť, avšak ke zjednodušení výpočtu lze s dostatečnou přesností zavést H_B střední, odvozené z provozního napětí a z průměrného sklonu lana obou polí. Můžeme psát:

$$H_B = T \cdot \cos \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1^{\min.} = \frac{\Sigma V}{H_B} = \operatorname{tg} \beta_1 + \frac{l_1 g_o}{2 H_B} \quad (14)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2^{\max.} = \frac{\Sigma V}{H_B} = \frac{(Q + G_1) + \frac{(g_o + g_1)}{2} \cdot l_2}{H_B} - \operatorname{tg} \beta_2 \quad (15)$$

Příklad 2:

Zjištění úhlu lomu nosného lana na podpěře.

$$\text{Dáno } l_1 = 280 \text{ m } \beta_1 = 27^\circ \quad g_o = 1,4 \text{ kg/m'}$$

$$l_2 = 100 \text{ m } \beta_2 = 13^\circ \quad g_1 = 0,3 \text{ kg/m'}$$

$$Q + G_1 = 1200 \text{ kg} \quad T = 7230 \text{ kg}$$

$$H_B = T \cdot \cos \frac{(\beta_1 + \beta_2)}{2} = 7230 \cdot 0,9397 = 6800 \text{ kg}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \beta_1 + \frac{l_1 g_o}{2 H_B}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = 0,509 + \frac{280 \cdot 1,4}{13600} = 0,509 + 0,028 = 0,537$$

$$\alpha_1 = 28^\circ 20'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{V''}{H_B} = (Q + G) + \frac{(g_o + g_1)}{2} l_2 - \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\frac{1200 + 85}{6800} - 0,231 = 0,189 - 0,231 = -0,042$$

$$\alpha_2 = -2^\circ 30'$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 28^\circ 20' - 2^\circ 30' = 25^\circ 50'$$

Rovnoměrný pohyb břemene u lanovek tohoto typu se v provozu vyskytuje velmi zřídka v důsledku velké pojížděcí rychlosti v poli a malé při přejíždění podpěrných botek. Při náhlém zabrzdění je nutno uvažovat vliv setrvačných sil na podpěru, který může být dosti značný. Při zabrzdění nákladu těsně za podpěrou platí:

$$\text{Síla v tažném laně se zvětší o } \frac{Q + G}{g} \cdot a = S$$

g zrychlení gravitační

a $\frac{v^2}{2 \cdot s}$

v rychlost vozíku m/vt

s brzdná dráha v m

Vliv síly S na úhel lomu (viz obr. 6).

$$V_S = V_{S1} + V_{S2} - V_{S3} \quad (16)$$

$$V_{S1} = S \cdot \sin \beta_1$$

$$V_{S2} = S \cdot \sin (\beta_1 - \beta_2) \cdot \cos \beta_1$$

$$V_{S3} = \frac{S \cdot \sin \beta_2}{\cos (\beta_1 - \beta_2)}$$

Prudkým zabrzděním na botce se značně zvětší úhel lomu lana a to tím více, čím větší bude pojízdná rychlost přes botku. Pro výše uvedený příklad vypočítáme úhel lomu lana při zabrzdění těsně za botkou.

$$v = 4 \text{ m/vt} \quad S = 4 \text{ m} \quad Q + G_1 = 1200 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m/vt}^2 \quad A = \frac{V^2}{2S} = \frac{16}{8} = 2 \text{ m/vt}^2$$

$$S = \frac{Q + G_1}{g} \cdot a = \quad (17)$$

$$S = \frac{1200}{9,81} \cdot 2 = 2450 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} V_S &= V_{S1} + V_{S2} - V_{S3} = S \cdot \sin \beta_1 + S \cdot \sin (\beta_1 - \beta_2) \cdot \cos \beta_1 - \\ &- \frac{S \cdot \sin \beta_2}{\cos (\beta_1 - \beta_2)} = 2450 \cdot 0,454 + 2450 \cdot 0,242 \cdot 0,891 \\ &- \frac{2450 \cdot 0,225}{0,97} = 1070 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_1^{\max.} &= \operatorname{tg} \beta_1 + \frac{(Q + G_1) + \frac{g_o}{2} l_1 + \frac{g_1}{2} l_2 + V_S}{H_B} \\ &= 0,509 + \frac{1200 + 196 + 30 + 1070}{6800} = 0,509 + 0,367 \doteq 0,876 \end{aligned}$$

$$\alpha_1 \doteq 41^\circ 10'$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_2^{\min.} &= \frac{l_2 \cdot g_o}{2 H_B} - \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{140}{13600} - 0,231 = \\ &\doteq 0,0103 - 0,231 = -0,2207 \end{aligned}$$

$$\alpha_2 \doteq -12^\circ 30'$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 41^\circ 10' - 12^\circ 30' = 28^\circ 40'$$

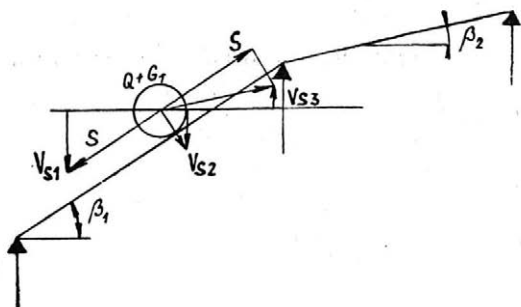
6. Výpočet úhlu lomu lana při pohybujícím se břemenu zavěšeném na nosném laně v poloze horizontální.

Vozík se pohybuje zprava doleva. Břemeno je zavěšeno na dvou vozících o vzdálenosti 4 m. (Univerzální lanovka.)

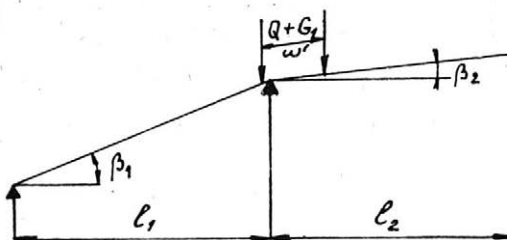
Příklad 3:

Výpočet úhlu lomu lana pro univerzální malou lanovku, je-li dáno:

l_1	$= 120 \text{ m}$	ω'	$= 4 \text{ m}$
l_2	$= 120 \text{ m}$	H_B	$= T \cdot \cos \beta \text{ stř.}$
β_1	$= 25^\circ$	T	$= \text{napětí v laně}$
β_2	$= 15^\circ$	g_o	$= 0,73 \text{ kg/m'}$
$Q + G_1$	$= 1500 \text{ kg}$	g_1	$= 0,3 \text{ kg/m'}$
H_B	$= 3500 \text{ kg}$		



6. Schéma k výpočtu úhlu lomu lana při pohybujičím se břemenu zavěšeném na nosném lanu v úplném závěsu.



7. Schéma k výpočtu úhlu lomu lana při pohybujičím se břemenu zavěšeném na nosném lanu v horizontální poloze.

$$\operatorname{tg} \alpha_1^{\max.} = \operatorname{tg} \beta_1 + \frac{g_o \cdot l_1 + Q + G_1}{2 H_B}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2^{\min.} = \frac{(g_o + g_1) l_2 + Q + G_1}{2 H_B} - \frac{(Q + G_1) \omega' \cdot \cos \beta_2}{4 l H B} - \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1^{\max.} = 0,466 + \frac{0,73 \cdot 120 + 1500}{7000} = 0,466 + 0,227 =$$

$$\operatorname{tg} \alpha_1 \doteq 0,693$$

$$\alpha_1^{\max.} \doteq 34^{\circ} 40'$$

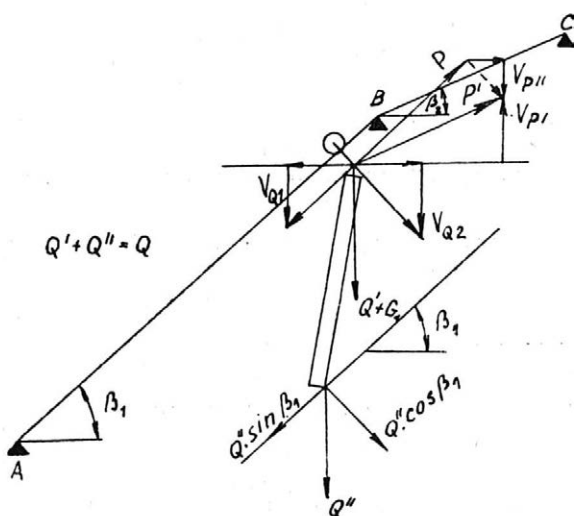
$$\operatorname{tg} \alpha_2^{\min.} = \frac{1,03 \cdot 120 + 1500}{2 \cdot 3500} - \frac{1500 \cdot 4 \cdot 0,966}{4 \cdot 120 \cdot 3500} - 0,268 =$$

$$= 0,132 - 0,0034 - 0,268 =$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = -0,039$$

$$\alpha_2^{\min.} \doteq -2^{\circ} 10'$$

$$\alpha = \alpha_1^{\max.} + \alpha_2^{\min.} = 34^{\circ} 40' - 2^{\circ} 10' = 32^{\circ} 30'$$



8. Schéma k výpočtu úhlu lomu lana při pohybujičím se břemenu v úplném závěsu.

c) Výpočet úhlu lomu lana při pohybujičím se břemenu zavěšeném na nosném lanu v polozávěsu.

Vozík se pohybuje zleva do prava.

Přibližujeme-li kmen v polozávěsu, pak se snažíme přibližovat ho slabým koncem vpřed, takže i když je zapotřebí maximální tažné síly pro přejezd vozíku přes botku, poměry zatížení lan a úhlu lomu lana na podpore jsou nejpriznivější. Podle běžné sbíhavosti (T. P. sv. 11—15/) kmenů můžeme říci, že těžiště výřezů v délkách 8—12 m se pohybuje v rozmezí 1/3—1/2 délky výřezu. Z toho plyne i zatížení nosného lana 1/3 ($Q + G_1$) nebo 1/2 ($Q + G_1$).

Stanovení vertikálních složek působících na podpěru B: $(V_{p'})$ $(V_{p''})$
 (V_{Q1}) (V_{Q2})

$$V_{Q1} + V_{Q2} = Q + G_1$$

Tažná síla P:

$$P = (Q' + G_1) (\cos \beta_1 \cdot f_v + \sin \beta_1) + Q'' (\cos \beta_1 \cdot f_a + \sin \beta_1) \quad (18)$$

$$P' = \frac{P}{\cos(\beta_1 - \beta_2)}$$

$$V_{p'} = \frac{P \cdot \sin \beta_2}{\cos(\beta_1 - \beta_2)} \quad (19)$$

$$V_{p''} = P \cdot \operatorname{tg}(\beta_1 - \beta_2) \cos \beta_1 \quad (20)$$

$$V = V_{Q1} + V_{Q2} - V_{p'} + V_{p''} \quad (21)$$

Nyní dosadíme za Q' a Q'' hodnotu $\frac{Q}{2}$ pak:

$$\operatorname{tg} \alpha^{\max.} = \operatorname{tg} \beta_1 + \frac{\frac{g_o l_1}{2} + \frac{g_1 l_2}{2} + V}{H_B}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2^{\min.} = \frac{g_o \cdot l_2}{2 H_B} - \operatorname{tg} \beta_2$$

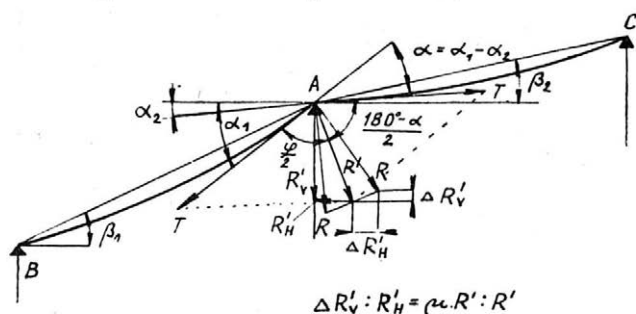
U malých lanovek nemá úhel lomu lana překročit 30° , neboť by nevyhovoval poloměr zakřivení botky.

Tlak na podpěru (podle Dukelského /4/).

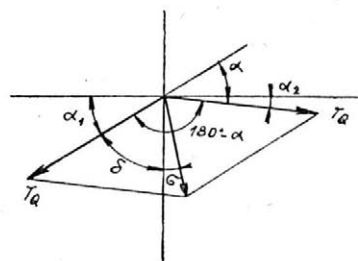
Určením úhlu lomu nosného lana můžeme stanovit směr působení výslednice R' na podpěru.

$$\frac{\cos 180 - \alpha}{2} = \frac{R'}{T}$$

$$\frac{R'}{2} = T \cdot \cos \frac{180 - \alpha}{2}$$



9. Schéma vlivu tření na výslednici tlaku.



10.

$$R' = 2 T \cos \left(90 - \frac{\alpha}{2} \right)$$

$$R' = 2 T \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (22)$$

Rozložíme-li R' na složky R'_H a R'_V , pak hodnota R' závisí hlavně na složce R'_V . Bereme-li v úvahu tření na botce, pak jeho velikost je dána:

$$\mu R' = \mu n \cdot \sqrt{R'_V{}^2 + R'_H{}^2}.$$

Tření se rozloží na složky vertikální: $\Delta R'_V = \mu \cdot R'_H$

horizontální: $\Delta R'_H = \mu \cdot R'_V$.

Každá složka tlaku na opěru vyvolá i určité tření v botce. V závislosti na směru tření bude součet složek tlaku na opěru sobě rovný:

$$R_V = R'_V \pm \mu R'_H$$

$$R_H = R'_H \pm \mu R'_V$$

Celkový tlak R bude stálý:

$$R = R' \sqrt{1 + \mu^2} = R (1 + 0,5 \mu^2) = 2 T \cdot \sin \frac{\alpha}{2} (1 + 0,5 \mu^2) \quad (23)$$

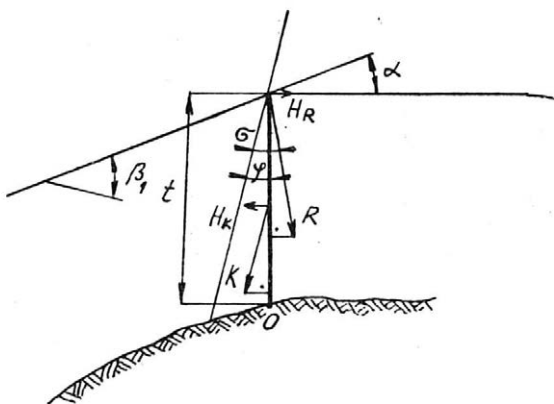
Pro výpočet tlaku na podpěru podle rovnice (23) lze použít spojnicového nomogramu 3, ve kterém je uvažováno $\mu = 0,15$. Nomogram se skládá ze 3 stupnic; $\frac{\alpha}{2}$ stupnice polovičního úhlu zlomu, T - stupnice napětí v tunách a stupnice R udávající tlak na podpěru v kg. Postup výpočtů: poloviční hodnotu úhlu lomu spojíme s hodnotou napětí T , průsečík na stupnici R pak udává výsledný tlak.

Hodnota koeficientu tření nosného lana v botce μ je proměnlivá od 0,05—0,2 a obnáší průměrně 0,15. Při výpočtu uvažujeme pohyb lana v botce do sousedních polí. Vertikální složky vyvozují tlak, který nesprávným postavením podpěry může působit excentricky.

Podpěru se snažíme v terénu postavit vždy do nejstabilnější polohy, aby kotvní lana byla co nejméně namáhána. Proto je třeba vyloučit působení složek

kolmo, působících na podélnou osu podpěry, vyvozených výslednicí R a váhou podpěry K . Složka váhy podpěry se projevuje zvláště u vysokých podpěr používaných u lanovek dopravujících kmeny ve svislé poloze.

K	= váha podpěry
t	= výška podpěry
H_R	= složka výslednice R působící kolmo na podpěru
H_K	= složka váhy podpěry K působící kolmo na podpěru
σ	= úhel sevřený výslednicí R a svislicí
σ	= $\alpha_1 - \frac{\alpha}{2}$
φ	= úhel odklonu od podpěry svislice



11. Schéma správného naklonění podpěry s vyznačením úhlu a působících sil.

Složky H_K a H_R budou se snažit podpěru otočit okolo bodu O , a to v obou směrech. Za předpokladu, že těžiště podpěry je uprostřed, pak rovnováha podpěry nastane, jestliže bude:

$$H_R \cdot t = H_K \cdot \frac{1}{2} t$$

$$H_K = K \cdot \sin \varphi$$

$$H_R = R \cdot \sin (\sigma - \varphi)$$

$$R \cdot \sin \sigma \cdot t - R \cdot \sin \varphi \cdot t = K \cdot \sin \varphi \cdot \frac{1}{2} \cdot t$$

Pro postačující přesnost lze uvést, že:

$$\sin (\sigma - \varphi) \doteq \sin \sigma - \sin \varphi$$

$$\sin \varphi = \frac{R \cdot \sin \sigma}{R + \frac{1}{2} K} \quad (24)$$

V dalším bude uveden výpočet několika umělých podpěr pro transportní lanovky. Jednotlivé typy jsou vybrány jako běžně používané v zahraničí.

Příklad 4:

Výpočet dimenzí trámce lichoběžníkové podpěry v příkladu 1 a stanovení jejího odklonu od svislice při její stavbě.

Dáno: $\beta_1 = 24^\circ 20'$	$T_Q = 8000 \text{ kg}$	$\omega' = 80 \text{ m}$
$\beta_2 = 20^\circ$	$\alpha = 19^\circ$	$\mu = 0,15$
$\alpha_1 = 30^\circ 10'$	$l'_1 = 180 \text{ m}$	$G_S = 800 \text{ kg}$
	$l'_2 = 140$	

G_S = váha 1 *plm* jehličnaté syrové kulatiny
 K_o = dovolené namáhání v ohybu (podle TP 19-/15/) pro jehl. kulatinu 100 kg/cm^2 , u dočasných staveb možno namáhání zvýšit o 20 %, avšak jej též snížíme o 20 % v důsledku vlhkosti přes 20 %.

Použijeme syrového dřeva.
 K_t = dovolené namáhání v tlaku 60 až 80 kg/cm^2

(Schéma podpěry viz obr. 12).

Výška podpěry se stanoví z podélného profilu trasy lanovky. Délku vrchního nosného trámce stanovíme podle šířky břemene a počtu nosných lan. Sklon šikmých trámců je asi 1 : 10.

$$l = 2,30 \text{ m}$$

$$l_1 = 0,35 \text{ m}$$

$$l_2 = 1,15 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,8 \text{ m}$$

$$t = 12 \text{ m}$$

$$g_1 = 0,3 \text{ kg/m'}$$

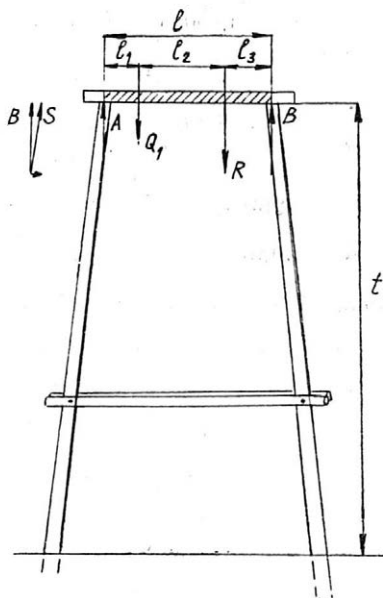
$$K_t = 60 \text{ kg/cm}^2$$

$$Q_S = \text{vlastní váha trámce } 25 \text{ kg/m'}$$

pro $\varnothing 20 \text{ cm}$

$$T_1 = \text{napětí nosného lana v prázdné větvi}$$

3000 kg.



12. Schéma podpěry s vyznačením působících sil.

Stanovení zatížení Q_1

Zatížení Q_1 je způsobováno tlakem vratného nosného lana, náhonem vratného lana a váhou poježdějího vozíku.

Tlak nosného lana v prázdné větvi R_1 :

Úhel lomu vypočítáme s dostatečnou přesností podle vzorce:

$$\alpha \doteq \beta_1 - \beta_2 = 24^\circ 20' - 20^\circ = 4^\circ 20' \doteq 5^\circ$$

$$R_1 \doteq 2 T_1 \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 3000 \cdot \sin 2^\circ 30' = 6000 \cdot 0,043 \doteq 227 \doteq 230 \text{ kg}$$

Pro malé hodnoty lze uvažovat, že váha tažného lana působí přímo na podpěru, a to polovinou každého sousedního pole.

$$l'_1 = 180 \text{ m} \quad l'_2 = 140 \text{ m} \quad g_1 = 0,3 \text{ kg/m'}$$

$$R'_1 = \frac{l'_1}{2} + \frac{l'_2}{2} = 160 \cdot 0,3 = 48 \doteq 50 \text{ kg}$$

Váha prázdného vozíku $G = 100 \text{ kg}$

$$Q_1 = R_1 + R'_1 + G = 230 + 50 + 100 = 380 \text{ kg}$$

Výpočet tlaku na opěru R :

$$R = 2 T \sin \frac{\alpha}{2} (1 + 0,5 \mu^2) = 16000 \cdot 0,165 \cdot 1,011 = 2670 \text{ kg}$$

Můžeme též zjistit R z nomogramu 3:

Výpočet podporových reakcí: $R + Q_1 = 3050 \text{ kg}$

$$A = \frac{Q(l_1 + l_3) + R l_3 + g_s \cdot \frac{l}{2}}{l}$$

$$A = \frac{380 \cdot 1,95 + 2670 \cdot 0,8 + 58 \cdot 1,15}{2,30} = \frac{740 + 2135 + 66}{2,3} = \frac{2941}{2,3} = 1280 \text{ kg}$$

$$B = 3050 - 1280 = 1770 \text{ kg}$$

Nebezpečný průřez bude pod silou R .

Maximální ohybový moment $M_{o\max}$:

$$M_{o\max} = B \cdot 0,8 - g_s \cdot 0,8 \cdot 0,4 = 1770 \cdot 0,8 - 25 \cdot 0,8 \cdot 0,4 = 1415 - 8 = 1407 \text{ kgm}$$

$$M_{o\max} = W_o \cdot K_o$$

$$W_o = \frac{M_{o\max}}{K_o} = \frac{140700}{100} = 1407 \text{ cm} \quad W_o = \text{modul průřezu}$$

Střední průměr trámce $d = 25 \text{ cm}$ ($W_o = 1534 \text{ cm}^3$)

Šikmou sílu S můžeme pro sklon 1 : 10 položit rovnou reakci B.

Počítáme sloup na pevnost vzpěrnou.

Navrhujeme profil, který posoudíme:

$$F = \frac{B}{K_t} = \frac{1770}{60} = 29,5 \text{ cm}^2 \quad K_t = 60 \text{ kg/cm}^2,$$

navrhujeme průměr sloupu na horním konci vzhledem k průměru nosného tránce
 $d_1 = 22 \text{ cm}$, střední průměr $d_2 = 27 \text{ cm}$

$$F_1 = 380,13 \text{ cm}^2 \quad t = 12 \text{ m}$$

$$\text{poloměr setrvačnosti } i = \frac{1}{4} d = \frac{22}{4} = 5,5 \text{ cm}$$

vzpěrná délka t_o :

$$t_o = 0,7 t = 8,4 \text{ m}; \quad \text{štíhlostní poměr } \frac{t_o}{i} :$$

$$\frac{t_o}{i} = \frac{8400}{5,5} = 153 \quad c = 802 \text{ (podle TP 19—/15/)}$$

$$\text{kontrola napětí } \nu_t = \frac{1770 \cdot 8,02}{380,13} = 37,4 < 60 \text{ kg/cm}^2$$

Celková váha dřeva na podpěře:

$$\text{nosný horní trám: } l \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 800 = 118 \text{ kg}$$

$$\text{sloupy 2 kusy: } 2t \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot 800 = 1006 \text{ kg}$$

$$\text{příčné kleštiny: } 2l \cdot \frac{\pi \cdot d_3}{4} \cdot 800 = \underline{86 \text{ kg}}$$

$$d_3 = 14 \text{ cm} \quad K = 1210 \text{ kg}$$

Odklon podpěry od svislice:

$$\sigma = \alpha_1 - \frac{\alpha}{2} = 30^\circ 10' - 9^\circ 30' = 20^\circ 40'$$

$$\sin \varphi = \frac{R \cdot \sin \sigma}{R + \frac{1}{2} K'} = \frac{2670 \cdot 0,353}{2670 + 605} = \frac{942}{3275} = 0,288$$

$$\varphi = \underline{\underline{16^\circ 40'}}$$

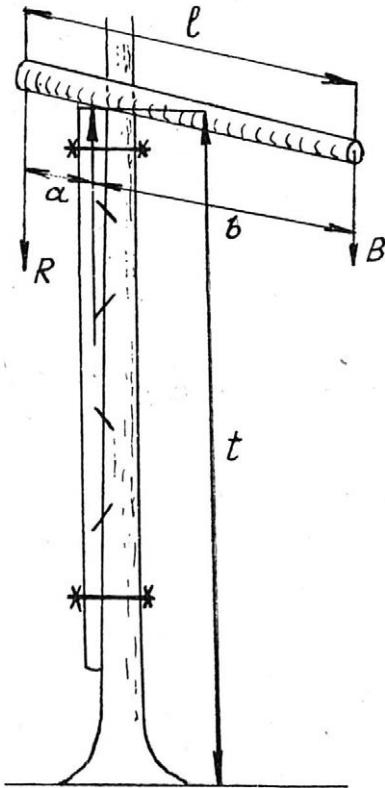
Podpěra bude vychýlena od svislice o 17° .

Příklad 5:

Vypočítejte dimenze trámce podpěry tvaru T v příkladu 2, kde

$$\alpha_{\max} = 28^{\circ}50'$$

$$H_B = 6800 \text{ kg} \cdot T = \frac{H}{\cos \beta_{\text{stř.}}} = \frac{6800}{\cos 20^{\circ}} = 7250 \text{ kg}$$



Výška podpěry podle podélného profilu je 15 m

$$\begin{aligned} t &= 15 \text{ m} \\ l &= 4,75 \text{ m} \\ a &= 0,75 \text{ m} \\ b &= 4 \text{ m} \\ K_o &= 100 \text{ kg/cm}^2 \\ K_b &= 70 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Výpočet výsledného tlaku R podle rovnice (23)

$$R = 2T \sin \frac{\alpha}{2} (1 + 0,5 \mu^2) = 7250 \cdot 0,247 \cdot 1,011 = 3600 \text{ kg (lze též zjistit z nomogramu 3.)}$$

Výpočet podporové reakce:

$$g_s = 1 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot 800 = 56,6 \text{ kg/m}^2 \text{ } r = \text{pro } \varnothing 30 \text{ cm (odhadnuto)}$$

$$A = \frac{R \cdot 1 + g_s \cdot l \cdot \frac{l}{2}}{b} = \frac{17100 + 646}{4} = 4440 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned} -B &= \frac{R \cdot a + g_s \cdot \frac{a^2}{2} - g_s \cdot \frac{b^2}{2}}{b} = \\ &= \frac{2700 + 15,9 - 453}{4} = 568 \text{ kg} \end{aligned}$$

13. Schéma podpěry tvaru T.

Nebezpečný průřez bude v místě působení podporové reakce A :

Max. moment ohybový:

$$\begin{aligned} M_{\text{omax}} &= R \cdot a + g_s \cdot \frac{a^2}{2} = 3600 \cdot 0,75 + 56,6 \cdot \frac{0,75^2}{2} = 2700 + 15,9 \approx \\ &\approx 2716 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$M_o = W_o \cdot K_o$$

$$W_o = \frac{M_o}{K_o} = \frac{271600}{100} = 2716 \text{ cm}^3$$

$$d = 31 \text{ cm } (W_o = 2925 \text{ cm}^3)$$

Průměr pomocného sloupu navržen $d_4 = 25 \text{ cm}$

nejmenší plocha sloupu:

d_5 = průměr stojícího stromu ve výši podpěry

$$F = \frac{A}{K_t} = \frac{4440}{60} = 74,3 \text{ cm}^2$$

$$F_4 = 490,8 \text{ cm}^2$$

Výpočet na pevnost vzpěrnou je stanoven s uvažováním dvojitého kruhového profilu.

Štíhlostní poměr:

Poloměr setrvačnosti:

$$\frac{t}{i} = \frac{1500}{i_4 + i_5} = \frac{1500}{11,25} = 133,5 \quad i_4 = \frac{d_4}{4} = \frac{25}{4} = 6,25$$

$$i_5 = \frac{d_5}{4} = \frac{20}{4} = 5$$

$$c \doteq 5,88 \text{ (podle TP 19—/15/)}$$

$$\text{Kontrola tlaku: } r_t = \frac{A \cdot c}{F} = \frac{4440 \cdot 5,88}{490,8} = 53,2 < 60 \text{ kg/cm}^2$$

Namáhání v tlaku r_t vyhovuje podmínce dovoleného namáhání a tudíž můžeme použít tohoto vyztuženého stožáru.

Výpočet svorníků spojujících pomocný sloup se stojícím stromem.

Uvažujeme 2 šrouby pro spojení.

$$k = \frac{A}{2S}$$

$$U = \frac{A}{2k} = \frac{4440}{2 \cdot 780} = 2,8 \text{ cm}^2$$

k = dovolené namáhání ve smyku

k = 780 kg/cm² (podle TP 19-/15/)

U = plocha průřezu svorníku

A = tlak na sloup

Těto průřezové ploše odpovídá svorník o $\varnothing$ 19 mm. Zvolíme průměr svorníku 20 mm.

T_Q = provozní napětí

T = napětí nosného lana na podpěře

$\beta_{1,2}$ = sklon lana v poli l_1 a l_2

α = úhel lomu nosného lana

$\alpha_{1,2}$ = úhel, jež svírá tečna průhybové křivky s vodorovnou přímkou v poli l_1 a l_2

V'_1 a V'_2 = reakce nezátíženého nosného lana v polích l_1 a l_2

V''_1 a V''_2 = reakce vozíků v polích l_1 a l_2

g_o = vlastní váha nosného lana v kg/m

l' = šikmá vzdálenost pole

V_B = podporová reakce působící v podpěře B

A = podporová reakce uvažované podpěry

Q = váha břemene

G = váha vozíku (G_1) + váha tažného lana (G_2)

$\Delta l'$ = rozdíl nejbližšího vyššího násobku ω' oproti l'

ω' = šikmá vzdálenost vozíků

n = počet vozíků v poli

g_1 = váha tažného lana

$H_{1,2}$ = vodorovná složka napětí v laně v poli l_1 a l_2

γ_1 = zbývající vzdálenost vozíku od krajní podpěry

f_v = koeficient valivého tření vozíku

f_x = koeficient tření kmene o terén

P' = síla brzdná (tažná)

g = gravitační zrychlení

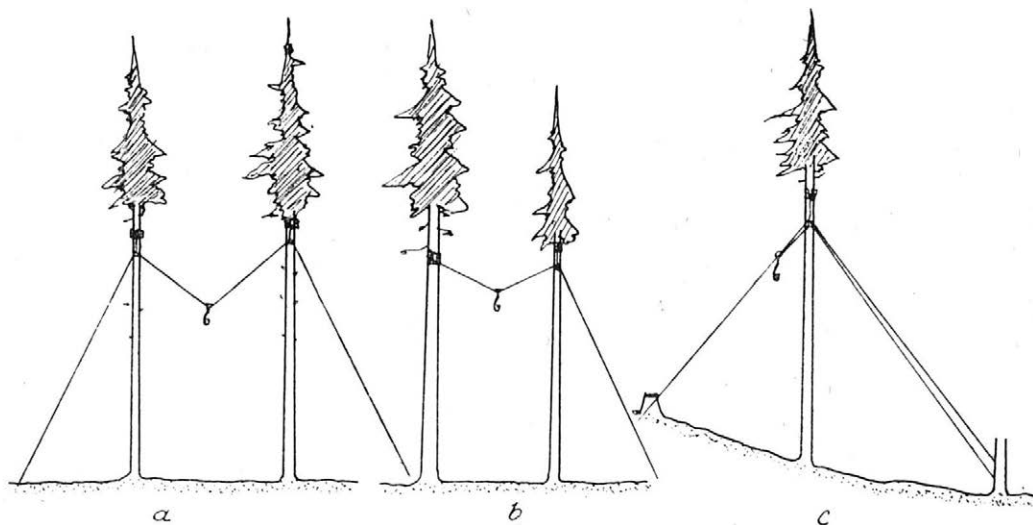
a = zrychlení

v = rychlost vozíku — m/sec

- s = brzdňá dráha
 $V_s 1, 2, 3$ = vertikální složky setrvačných sil působících na podpěru
 $V_Q 1, 2$ = vertikální složky vyvozené břemenem
 V_p' a V_p'' = vertikální složky vyvozené tažnou silou
 h = výškový rozdíl sousedních podpěr
 R = výsledný tlak na podpěru
 R' = výslednice síly T
 R_H a R_v = horizontální a vertikální složky výslednice R'
 μ = koeficient tření na botce
 $\Delta R_H'$ a $\Delta R_v'$ = horizontální a vertikální složky tření
 t = výška podpěry
 H_R = složka výslednice síly R
 H_K = složka váhy podpěry K
 K = váha podpěry
 σ = úhel sevřený výslednicí a svislicí
 φ = úhel odklonu podpěry od svislice
 G_S = váha 1 *plm* kulatiny
 K_o = dovolené namáhání v ohybu
 K_t = dovolené namáhání v tlaku
 g_s = vlastní váha trámy v kg/m^3
 T_1 = napětí nosného lana v prázdné větvi
 A, B = podporové reakce
 M_o = ohybový moment
 d = průměry trámů
 F = průřezová plocha trámce
 W_o = modul průřezu
 c = součinitel vzpěrnosti
 i = poloměr setrvačnosti
 s = šikmá síla působící na sloup podpěry
 v_t = skutečné napětí v tlaku v kg/cm^2
 U = průřezová plocha svorníku

Podpěry nosného lana dělíme podle materiálu a charakteru stavby na přirozené, poloumělé a umělé. Mimo to mohou být tyto podpěry průchodné nebo i neprůchodné, např. koncové.

Umělé podpěry jsou stavěny pomocí živých stromů a kromě ocelových lan a závěsného nářadí není na nich použito jiného materiálu. Nejčastější a staticky nejvhodnější je podpěra typu M obr. 14a, k jejíž stavbě je zapotřebí dvou stromů stojících příhodně po obou stranách trasy. Konce závěsného lana jsou ukotveny u země



14. Podpěry přirozené — zavěšené přímo na stromech.

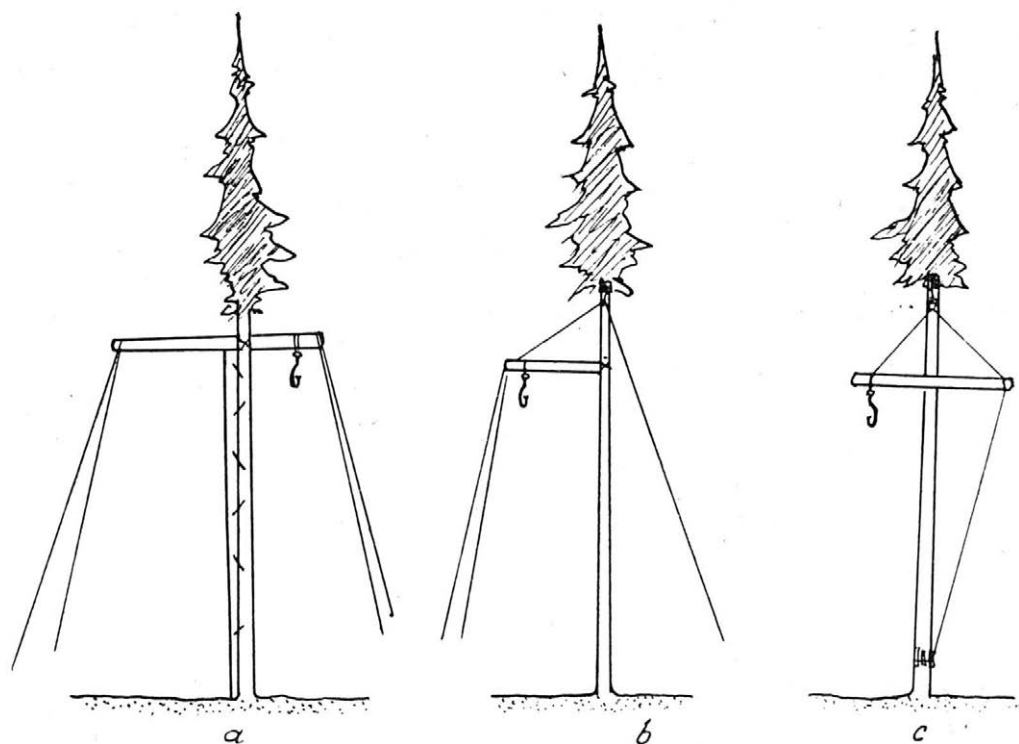
na pařezech nebo jiných vhodných kotvách. Všechny kotevní a závěsné body této podpěry mají být pokud možno v přímce. Větší lomy podpěrného lana do boku se nedoporučují. U vysokých podpěr pro lanovky těžšího typu je nutno stromové podpěry kotvit dalšími lany.

Někdy se používá pro lehké lanovky modifikace této podpěry 14b, která se používá hlavně tam, kde postrádáme kotvu pro ukončení konce závěsného lana. Konec závěsného lana letmo uchycený vyvozuje na podpěrný strom velmi nepříznivé namáhání, proto je možno tuto podpěru použít jen tam, kde je k dispozici pevný podpěrný strom. Druhý strom může být již slabší, neboť závěsné lano ho namáhá již převážně jen na vzpěr, což je daleko příznivější než letmé uchycení.

Tam, kde je poblíž trasy v místě stavby podpěry pouze jeden strom, je možno s úspěchem použít jednostranné lanové podpěry (14c). Podpěrné lano je vedeno od kotvy na strom a odtud šikmo dolů na další kotvu. Botka je zavěšena na šikmé větvi lana a je držena přídržným lanem v žádané poloze. Ke stavbě přirozených podpěr se používá k zavěšování podpěrných lan kotevních úvazků, opatřených plochými lanovými háky. Úvazky se podkládají špalíkovými protektory, aby nedocházelo k poškození stromů utaženými smyčkami lan.

V místech s omezeným počtem kotevních stromů se často používá poloumělých podpěr, které jsou charakterizovány tím, že je k jejich stavbě částečně použito živých stromů a částečně pomocných trámů.

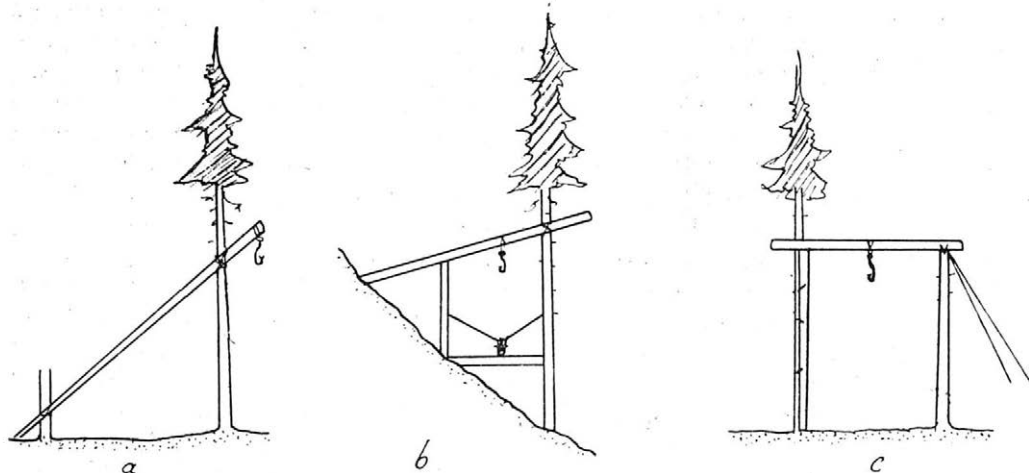
Velmi jednoduchá poloumělá podpěra, vhodná pro lehké lanovky, se zhotoví z mýceného kmene tak, že pomocí zvedáku se zvedne trám přes kladku do vhodné polohy, kde se připoutá lany. Spodní slabší konec trámce se rovněž uchytí lanovými kotvami na strom nebo pařez (obr. 15a). Ve svahu je možno tuto podpěru budovat i pro lanovky s těžší dopravou tak, že šikmé břevno se podepře stojkou, která se od



15. Podpěry poloumělé.

podpěrného sponu rozepře (obr. 15b). Lanovky trvalejšího charakteru vyžadující solidní stavby možno podepřít podpěrou s vodorovným břevnem, který je podepřený stojkou kotvenou lany a stromem, který se doporučuje vyztužit podélným břevnem (obr. 15c) a podélné břevno se stromem se doporučuje spojit nosníky a omotávkami z páleného drátu dotaženého zkrucováním.

Pro stavbu vysokých podpěr zvláště lanových jeřábů jsou vhodné poloumělé podpěry tvaru *T*. Na podélné výztužné břevno se osadí příčný trám, který se zakotví na obou koncích do několika směrů (obr. 16a). Příčný trám se spojí se stromem



16. Podpěry poloumělé.

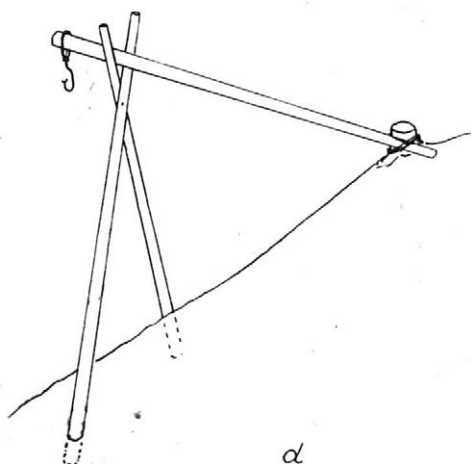
svorníkem a zajistí lanem. U lanovek trvalejšího rázu se doporučuje zbytek koruny stromu mýtit, což však vyžaduje značné zručnosti. Zjednodušenými modifikacemi této podpěry jsou typy 16b—16c, které se používají u lehkých lanovek. Prvá je vhodnější pro stromy se slabším kořenovým systémem, zatímco druhá je jednodušší, ale vyžaduje stromy s pevnějším kořenovým systémem.

Tam, kde jsou k dispozici slabé podpěrné stromy nebo se staví podpěra ve větší výšce, nutno použít rozpěrného břevna, přičemž botka se zavěsí na zvláštní lano (obr. 17a). Podpěra se podle okolností kotví jedním nebo více lany.

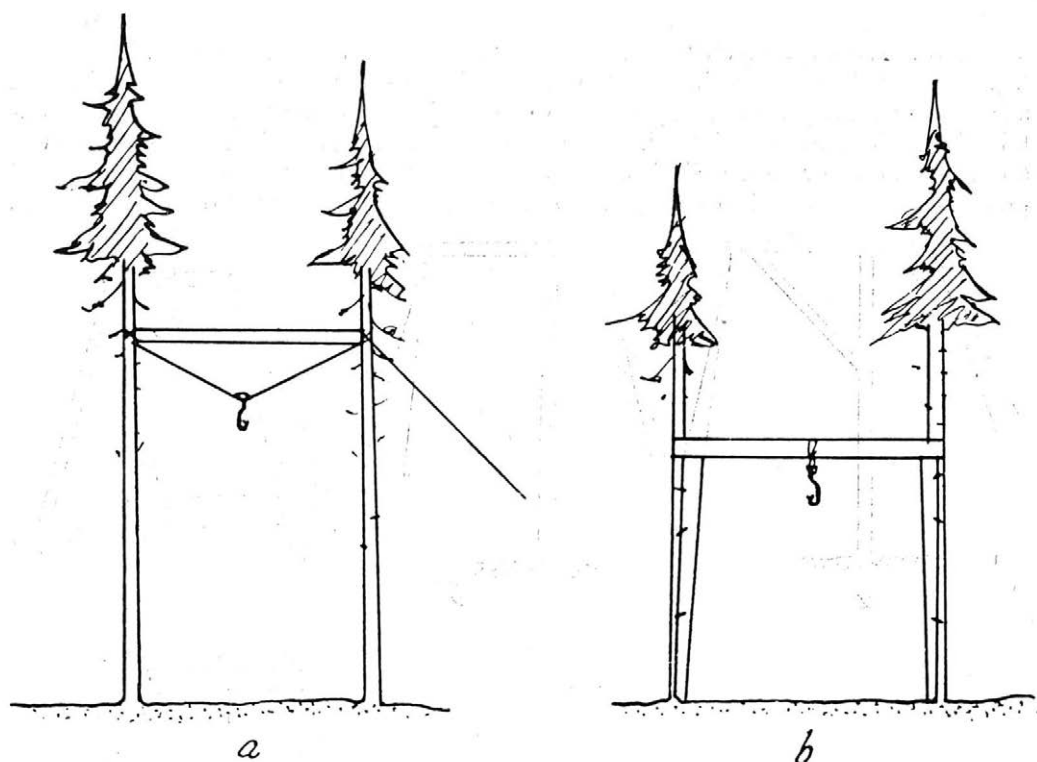
Stavíme-li podpěru mezi velmi slabé stromy, vyztužují se tyto podélnými břevny, na které se osadí příčný trám (17).

V místech, kde nejsou vhodné živé stromy pro podpěry, budují se umělé podpěry, které podle typu lanovky jsou buď improvizované, vyznačující se značnou jednoduchostí nebo složitější — zvláště vhodné pro lanovky stabilnějšího charakteru.

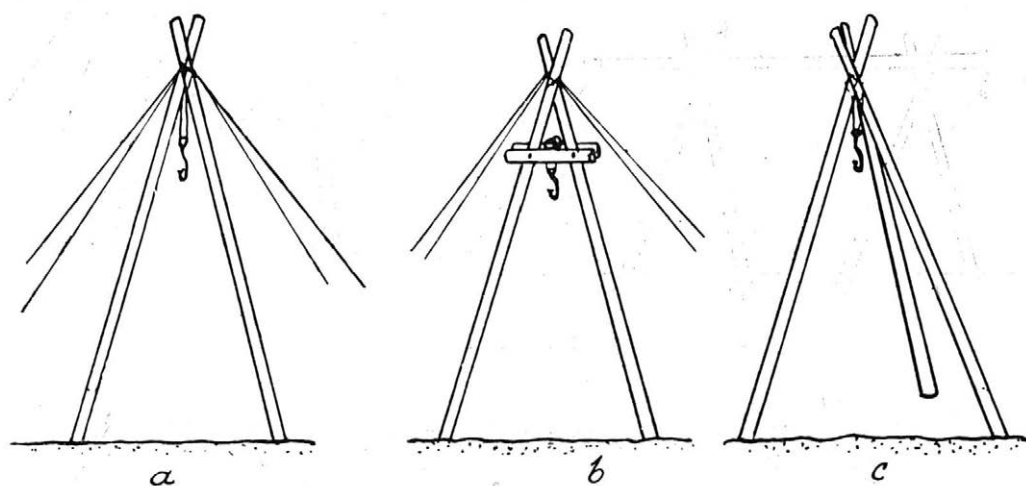
Nejjednodušší je podpěra typu A, vhodná pro vyklizovací lanovky (obr. 18), jež se skládá ze dvou trámů spojených svorníkem a zajištěných lanem, na kterém visí botka. Jsou zavěšovány do dvou nebo více stran.



16. Podpěry poloumělé.



17. Podpěry poloumělé.

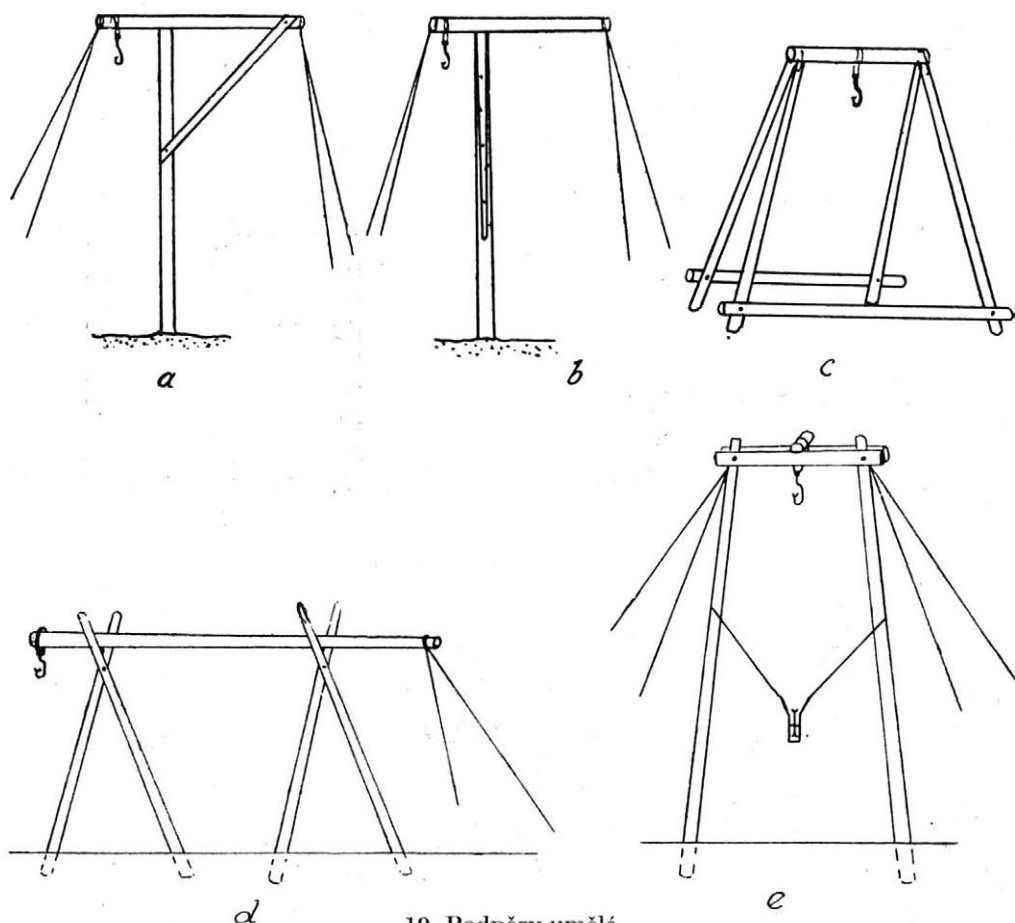


18. Podpěry umělé.

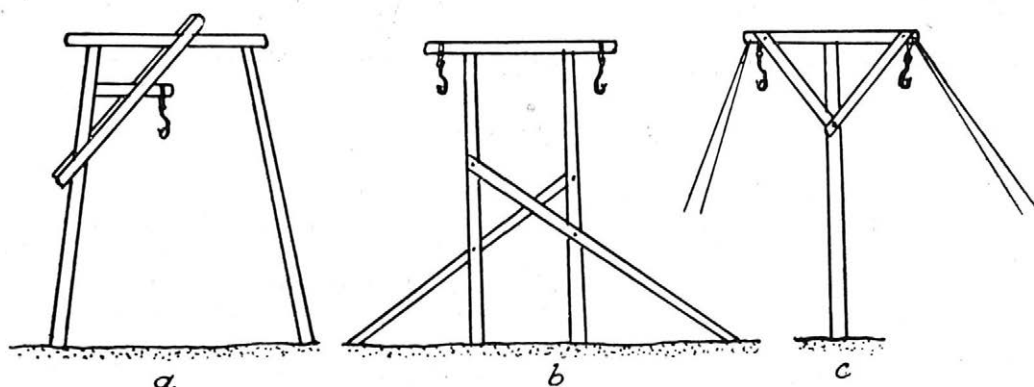
Podpěru je možno zdokonalit dvěma vodorovnými břevny (obr. 18b). Někdy místo kotevních lan se staví podpěry jako trojnožka (obr. 18c). Pro spojování trámů jsou vhodné zvláštní svorníky, opatřené na jednom konci závitem s maticí a na druhém konci měkkým hrotem. Montáž s těmito svorníky je velmi rychlá. Svorník s poněkud našroubovanou maticí se zarazí do vyvrtaných otvorů, načež se několika údery vyčnívající hrot zahne a matice pevně dotáhne.

Velkou výhodou těchto svorníků je použitelnost pro různé průměry trámů, aniž by bylo nutno zdlouhavým způsobem dotahovat matice.

Pro stavbu vysokých botek se používá umělých *T* podpěr (19a, b), které se nikterak neliší od konstrukčně poloumělých *T* podpěr. Jsou složeny na zemi a pak se zvedají zvedáky a pomocnými břevny. Kotví se do několika směrů a jejich poloha je nakloněna do polohy ke kolmici na lano. Někdy se i poloumělé podpěry s odstraněnou korunou zajistí lany, načež se zbytek podpěrného stromu u země podřízne a lany usměrní do žádané šikmé polohy; tím se vytvoří šikmá umělá



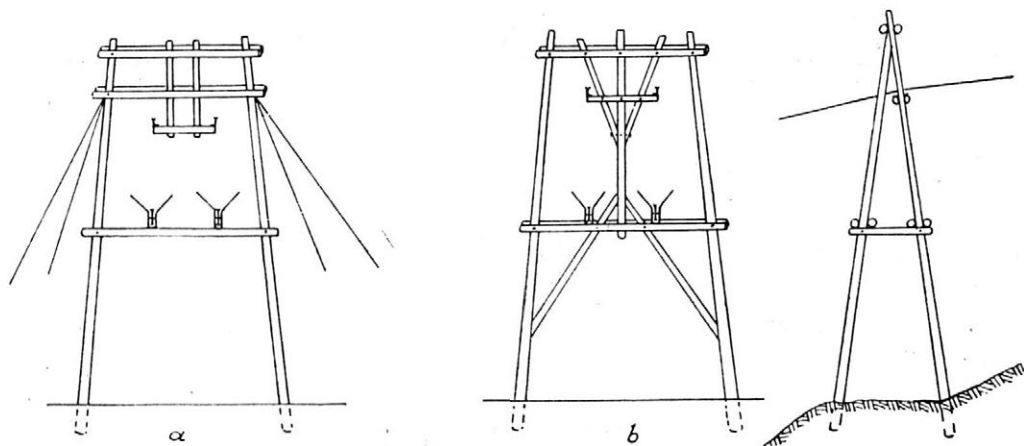
19. Podpěry umělé.



20. Umělé podpěry pro lanovky se dvěma nosnými lany.

podpěra bez pracovního zvedání se země. Míra naklonění je stanovena sklonem a dalšími faktory, což je předmětem rozboru na jiném místě této práce.

Častým typem umělých podpěr je kozový tvar jednoduchý (19e) nebo zdvojený (obr. 19c), který se podle výšky podpěry spojuje příčnými břevny. Zvláště



21. Umělé podpěry vyšší konstrukce pro lanovky se dvěma nosnými lany.

u dopravních lanovek těžšího typu jsou tyto podpěry nejběžnější. Různé uzpůsobení těchto podpěr je na obr. 20a, b, c, 21a, b, 25. Na obr. 22 je nejpoužívanější sovětská podpěra, která pro svou jednoduchost by jistě našla v našich poměrech výhodné uplatnění.

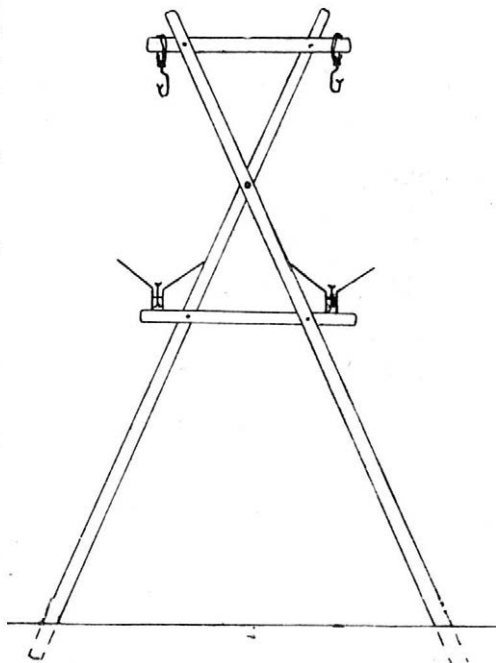
Mimo uvedené průchodné podpěry se často zvláště u lanových jeřábů používá na koncích tras stožárových neprůchodných podpěr. Nosné lano je zde zavěšeno buď do kotevního hákového úvazku nebo na kladkový závěs, který je u lanovek těžšího typu vhodnější.

Lom nosného lana bývá na těchto botkách větší, což způsobuje i zvýšené namáhání podpěry.

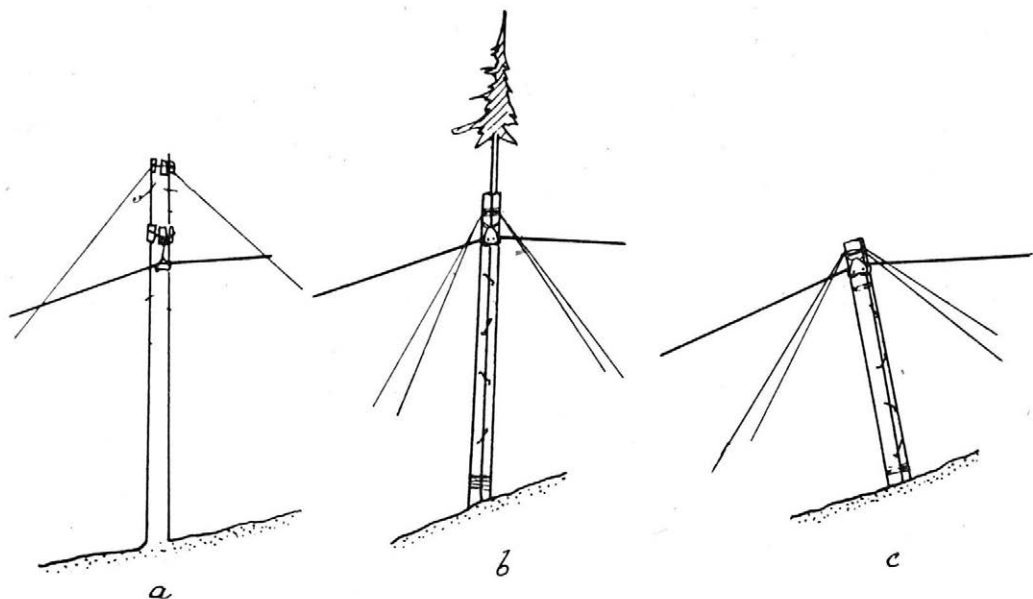
Přirozené podpěry (obr. 23a) se doporučují pouze pro lanovky lehkého charakteru — vyklizovací lanovky. I zde je nutno kotevními lany podpěru důkladně zajistit, zvláště tehdy, je-li na koncové neprůchodné podpěře zavěšena směrová kladka tažného lana.

U těžších lanovek je záhodno vyztužit podpěru jedním nebo i více břevny (obr. 23b). Toto opatření je bezpodmínečně nutné při stavbě vyšších podpěr (obr. 24 — foto).

Analogicky k ostatním podpěrám je možno budovat i umělé neprůchodné

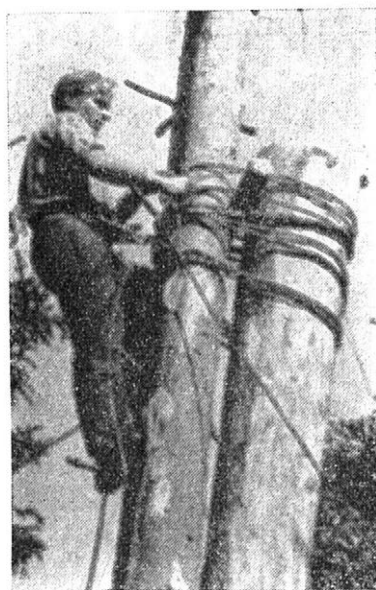


22. Umělá podpěra pro lanovky se dvěma nosnými lany úsporné konstrukce.

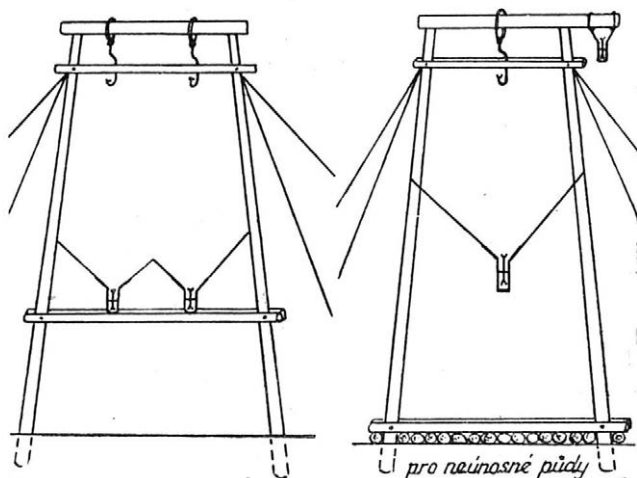


23. Stožárové neprůchodné podpěry.

koncové podpěry (obr. 23c), kde nelze použít stojících živých stromů. Tyto podpěry může tvořit i více trámů. Trámy jsou spojeny co nejpečlivěji svorníky a ovinutým páleným drátem. Zvláštní pozornost nutno věnovat kotevním lanům, neboť při práci kočky blízko podpěry zejména při bočních tazích dochází k značnému vyvracování do boku.



24. Montáž stožárové podpěry pro lanovku zn. Wyssen o celkové výšce 12 m s pevným vyztužením.



25.

Tímto článkem jsme se snažili podat krátký přehled o výpočtu a konstrukci umělých podpěr používaných u lesnických lanovek. Stavění podpěr patří do základu znalosti pro všechny lesní techniky, zabývající se stavbou lanovek, které v poslední době doznaly značného rozšíření. Literatura, která by umožnila hlubší studium těchto otázek je většinou zahraniční, těžko dostupná.

Podnětem k sepsání tohoto článku byly četné dotazy našich lesních techniků, kterým tento článek má sloužit jako určitý návod.

Souhrn

Snaha po rozšiřování sítě lanovek v našich lesích vede nutně ke zvýšené potřebě kvalifikovaných lesních pracovníků v tomto oboru. Dostupná literatura o lesnických lanovkách není prakticky žádná. Můžeme čerpat znalosti pouze z literatury sovětské, švýcarské, rakouské a italské, a to ještě jen v určitých případech vhodných pro naše poměry.

Účelem článku je podat lesnímu inženýru přehled o výpočtu umělých podpěr a všech prvků souvisejících s tímto výpočtem, jakož i konstrukci podpěr. Výpočty zde uváděné jsou jak pro transportní lanovky, tak i vyklizovací lanovky lehkého typu. K usnadnění výpočtu byly porýzeny diagramy.

Část teoretická

Vlastní výpočet umělých podpěr podává přehled o získání znalosti, jak stanovit maximální úhel lomu lana na podpěrách, a to:

- a) při použití jednoho i více břemen v rozpětí,
- b) při použití polozávěsného způsobu dopravy dříví.

Na základě získaných vzorců a údajů běžných typů lanovek byly sestaveny pomocné diagramy pro stanovení úhlu lomu lana na podpěrách, jako prvního předpokladu ke stanovení výsledného tlaku na podpěru. Při výpočtu výsledného tlaku je též uvažováno tření v botkách. Maximální tlak na podpěru je podkladem pro vlastní výpočet jednotlivých trámů podpěr. V článku jsou uvedeny též údaje o správném postavení k působení výsledného směru tlaku na podpěru a působení směru síly od vlastní váhy a roviny svału. V praxi často se vyskytující případ vyztužení kmene [je zde též na příkladech propočítán.

Část praktická

Lesním technikům se předkládá celá řada typů podpěr vhodných pro naše poměry. Jednotlivé typy podpěr jsou patřičně zhodnoceny vzhledem k jejich použití pro různé typy lanovek a pracovní podmínky. Přehled konstrukcí na obrázcích byl vypracován na přání lesních techniků v provozu.

Literatura

1. Binder R.: Lanové dopravné zariadenia a šmyky - Bratislava 1957. — 2. Czitary E.: Seilschwebbahnen - Wien 1951. — 3. Dressler M.: Cestovní zpráva z Itálie a Švýcarska - Křtiny 1958. — 4. Dukelskij A. I.: Podvesnyje kanatnyje dorogy a bakelnyje krany - Moskva-Leningrad 1951. — 5. Giordano: Tecnologia del legno - Milano 1956. — 6. Hafner F.: Die Praxis des neuzeitlichen Holztransportes - Wien 1952. — 7. Remfa: Visuté lanové dráhy - Praha 1955. — 8. Svoboda F.: Stavebná mechanika - Praha 1953. — 9. Schmidt: Odborné tabulky - Praha 1954. — 10. Sinkovič M.: Visece žične železnice - Zagreb 1951. — 11. Steinlin: Mitteilungen der Schweizerischen Anstalt für das forstliche Versuchswesen. — 12. Štaud-Michálek-Kubašák: Cestovní zprávy z Rakouska - Praha 1954. — 13. Statistika tocký - Lútočka: Ocelová lana v lesním průmyslu - Praha 1954. — 14. Statistika stavebních konstrukcí v praxi. I. díl - Praha. — 15. Technický průvodce sv. 13 - Praha 1946, sv. 19 - Praha 1952, sv. 11 - Praha 1949. — 16. Dressler: Lesnická práce 1950 - Jednoduchý projekt pro stavbu vyklizovacích lanovek, č. 1 - Praha. — 17. Lesnictví č. 7, r. 4: Schlaghamerský: Výpočet potřebného výkonu navijáku pro malou lanovku - Praha 1958.

Применение искусственных опор для лесных подвесных дорог

Стремление по расширению сети подвесных дорог в наших лесах ведет к необходимости повышения квалификации лесных работников в этой области. Доступной литературы по лесным подвесным дорогам практически не имеется. Мы можем черпать опыт только из литературы советской, швейцарской, австрийской и итальянской, да и это только в известных случаях, подходящих для наших условий.

Цель статьи — дать лесным инженерам обзор расчета искусственных опор и всех элементов, связанных с этим расчетом, а также и конструкции опор. Здесь приведены расчеты как для транспортной подвесной дороги, так и для тросо-подвесной установки легкого типа. Для упрощения расчета были составлены диаграммы.

Теоретическая часть

Сам расчет искусственных опор дает обзор данных об установлении максимального угла перегиба каната на опорах:

- а) при применении одного или более грузов в пролете,
- б) при применении полуподвесного способа транспорта древесины.

На основе полученных формул и данных обычных типов подвесных дорог были составлены вспомогательные диаграммы для определения угла перегиба каната на опорах, в качестве первой предпосылки для определения результирующего давления на опору. При вычислении результирующего давления также принималось в расчет трение в башмаках. Максимальное давление на опору является основой для расчета отдельных балок опор. В статье приведены также данные о пра-

вильном положении по отношению к действию результирующего направления давления на опору и действия направления силы собственного веса и поверхности склона. В практике часто встречается случай укрепления балки, что также вычислено на примере.

Практическая часть

Лесным техникам предложен целый ряд типов опор, подходящих для наших условий. Отдельные типы опор соответственно оценены с учетом их применения для разных типов подвесных дорог и рабочих условий. Обзор конструкций по просьбе лесных техников был изображен на рисунках.

Benützung künstlicher Stützen bei Waldseilbahnen

Die Bemühung zur Erweiterung des Seilbahnnetzes in unseren Wäldern führt notwendig zum erhöhten Bedarf von qualifizierten Waldarbeitern in diesem Arbeitsgebiet. Eine hinreichende Literatur über Waldseilbahnen ist praktisch nicht vorhanden. Wir können die Erkenntnisse nur aus der sowjetischen, schweizerischen, österreichischen und italienischen Literatur schöpfen und bloß in bestimmten unseren Verhältnissen entsprechenden Fällen.

Der Zweck dieser Abhandlung besteht darin, dem Forstingenieur eine Übersicht über die Berechnung von künstlichen Stützen und allen mit dieser Berechnung zusammenhängenden Elementen zu geben und die Stützenkonstruktion nahezulegen. Die hier angeführten Berechnungen eignen sich sowohl für die Transportseilbahnen als auch für die Aufräumungsseilbahnen leichten Types. Zur Erleichterung der Berechnung wurden Diagramme errichtet.

Theoretischer Teil.

Die eigentliche Berechnung der künstlichen Stützen ergibt eine Übersicht über die Erwerbung der Kenntnisse, wie man die maximalen Seilwinkel auf den Stützen festsetzen soll, und zwar:

- a) bei Benützung einer und mehrerer Nutzlasten in der Spannweite,
- b) bei Benützung halbaufhängender Art der Holzbringung.

Auf Grund der erreichten Formeln und Angaben über die geläufigen Drahtseilbahntypen wurden die Hilfsdiagramme zur Bestimmung des Seilwinkels auf den Stützen als erste Voraussetzung für die Feststellung des resultierenden Druckes auf die Stütze zusammengestellt. Bei Berechnung dieses Druckes wird auch die Reibung in den Seilschuhen berücksichtigt. Der maximale Druck auf die Stütze bildet eine Grundlage für die Berechnung der einzelnen Balken der Stützen. In der Abhandlung sind auch die Angaben über die richtige Stellung mit Rücksicht auf die Wirkung der resultierenden Druckrichtung auf die Stütze und auf die Wirkung der Kraftrichtung von eigenem Gewicht und von der Abgangsfläche angeführt.

Den forstlichen Technikern wird eine ganze Reihe von Stützentypen, die für unsere Verhältnisse geeignet sind, vorgelegt. Einzelne Typen der Stützen sind mit Rücksicht auf ihre Benützung für verschiedene Typen der Drahtseilbahnen und Arbeitsbedingungen angemessen ausgewertet. Die Übersicht der Konstruktionen auf den Bildern wurde auf Wunsch der Forsttechniker im Betrieb durchgeführt.

Poznámky k výpočtům napětí nosných lan s pevně kotvenými konci

К вычислениям напряжения несущих тросов с прочно зафиксированными концами

Bemerkungen zur Berechnung der Tragseilspannung mit fest verankerten Seilenden

Inž. Mirko DRESSLER,

Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti ČSAZV, Výzkumná stanice
Křtiny u Brna

Došlo dne 27. V. 1959

Úvod

Ještě před nedávnem se považovalo pevně zakotvené lano na obou koncích za technicky méněcenné řešení. Dnes však, díky rozmachu lanové dopravy a častému používání lanovek s pevně zakotvenými konci praktickými pracovníky, rozmnožily se i zkušenosti s tímto velmi výhodným způsobem, který spočívá v tom, že lano je na jednom konci pevně zakotveno a pak na druhém přes kladkostroj napínáno a posléze i zde pevně zakotveno.

Naproti tomu je možno napínat nosné lano i pomocí závaží. V tomto případě je nosné lano neustále i pod zatížením břemenem napnuto přibližně na napětí, rovnající se váze závaží. Tato okolnost je sice velmi příznivá pro snadnost výpočtu napětí lana, ale pro praktické použití zvláště v lesnictví velmi nevýhodná, neboť vyžaduje složité provedení napínací věže a zřízení závaží o váze několika tun. Proto v lesnictví, kde se přenosné lanovky začaly hojně rozšiřovat, začala se napínat nosná lana kladkostroji a pevnými kotvami. Praxe ukázala, že tento způsob je nejenom ekonomicky daleko výhodnější, ale i technicky zcela přijatelný s ohledem na pružnost ocelových lan.

Stále zvyšování teoretických poznatků o pružnosti ocelových lan vedlo v cizině, zvláště pak v SSSR (Dukelský) a v Rakousku (Czitary), k vytvoření předpokladů pro uspokojivě přesné výpočty napětí nosných lan. Dnes nalézají uplatnění nosná lana s pevně zakotvenými konci i při dopravě osob a je radostné, že to byli ve velké míře lesníci, kteří již odedávna používali tento způsob kotvení a tím se zasloužili o jeho prosazení.

S rozmachem dopravy pomocí ocelových lan roste i u nás využití lanových drah v lesnictví. Je proto na místě, aby se věnovala pozornost minimálnímu množství teorie, která je nutná k poznání napětí nosného lana zatíženého břemenem.

Cílem následujících poznámek je částečné osvětlení některých problémů, které se týkají napětí nosných lan používaných v našem lesním provozu s odvozením některých možností pro zjednodušení výpočtů důležitých hlavně pro praktiky.

V ý p o č e t

n a p ě t í n o s n ý c h l a n s p e v n ě k o t v e n ý m i k o n c i

Zatížením nosného lana na obou koncích pevně zakotveného břemenem Q zvýší se základní napětí na napětí T_Q .

Na zvýšení či pokles základního napětí proti montážnímu T_M má vliv teplota.

Maximální zvýšení napětí lana zatíženého T_Q proti montážnímu T_M nastává při průchodu největšího břemene středem pole, u lanovek s více podpěrami při průchodu středem nejdelšího pole při maximálním poklesu teploty.

Při napětí nosného lana T_M je jeho geometrická délka rovná s_M , zatížíme-li nosné lano břemenem a změní-li se teplota, nastane změna v délce lana na s_Q a tím se zvýší i napětí na T_Q .

Pro stanovení T_Q se vychází z faktu, že změna délky lana $\Delta s = s_Q - s_M$ se rovná Δs_E a Δs_t .

Všeobecně platí pro lano s více podpěrami

$$\Sigma s_Q - \Sigma s_M = \Sigma \Delta s_E \pm \Sigma \Delta s_t \quad (1)$$

Při tom platí:

$$\Sigma \Delta s_E = \frac{1}{E_k F} \Sigma (T_Q - T_M) \frac{l}{\cos \beta} \quad (2)$$

Pro stanovení $\Sigma \Delta s_E$ se vychází ze všeobecně známé závislosti, že elastické prodloužení nosného lana je funkcí změny napětí, délky lana, modulu pružnosti lana a plochy kovového průřezu.

$$s_E = \frac{(T_Q - T_M) l'}{E \nu F} \quad (3)$$

Zde činí určité potíže stanovení modulu pružnosti lana $E_k = E \cdot \nu$, který bývá udáván pro nosná lana používaná v lesnickém provozu dosti různě. Tak např. v knize Dukelského (3) uvádí se pro pramenná lana používaná u našich přenosných lanovek (Wyssen, Valtelina) nebo lehkých lanovek (Vlu , Vln) široké rozmezí

$$\nu = 0,35 - 0,60 \text{ tj. } E_k = 735.000 \text{ kg/cm}^2 \div 1.260.000 \text{ kg/cm}^2$$

Mimo to udává Dukelský pro stanovení ν přibližnou rovnici:

$$\nu = \cos^4 \varphi \cdot \cos^4 \varphi$$

V publikaci Gulisašviliho (6) je tento údaj zpřesněn na $\nu = 0,38$.

Podle Hrabáka činí pro pramenná lana s kruhovými prameny $\nu = 0,6^2 = 0,36$.

Podle Maříka (7) je nejvhodnější vzorec Bernhartův:

$$E_k = E \frac{n a}{n + l} \cdot \frac{i}{i + l} b \quad (4)$$

$$a = \frac{\cos^3 \varphi}{1 + \frac{\sin^2 \varphi}{3}} \quad (4a)$$

$$b = \frac{\cos^3 \varphi}{1 + \frac{a \sin^2 \varphi}{\cos \cdot \varphi}} \quad (4b)$$

Podle tohoto vzorce vycházejí údaje o něco vyšší $\nu = 0,54 \div 0,60$ pro lana konstrukce $6(1 + 6) \div 6(1 + 6 + 12 + 18)$.

Wyss (10) uvádí pro pramenné lano o $\varnothing 24 \text{ mm}$ typu Seale, konstrukce $6(1 + 8 + 8) + v$, modul pružnosti $E_k = 720.000 \text{ kg/cm}^2$ a pro lano $\varnothing 36,5 \text{ mm}$, typu Seal, konstrukce $6(1 + 9 + 9) + v$, udává $E_k = 780.000 \text{ kg/cm}^2$, to znamená, že v těchto případech ν činí $0,35 \div 0,37$.

Podle příručky „Engineering Data for Users of Wire Rope“ je prodloužení lana dvojího druhu:

a) Konstrukční prodloužení v důsledku stlačování konopné duše a v důsledku prodloužení závitu lana. Zůstává téměř stálé, jakmile lano bylo několikrát namáháno. Prodloužení závisí na relativní velikosti konopného středu, na délce závitu, na konstrukci lana a na jiných činitelích.

Toto prodloužení se mění podle namáhání lana od $1/4\%$ do 1% tak, že je možno použít přibližného součinitele $0,005$ pro šestipramenná lana. Konstrukční prodloužení se pak rovná $0,005 l$.

Pružné prodloužení Δs_E vzniká tahem v kovovém průřezu lana, které se vrací do své původní délky, jestliže při namáhání nebyla překročena mez pružnosti. Toto prodloužení Δs_E bylo popsáno výše, pro jeho stanovení se doporučují v příručce hodnoty:

Lano konstrukce	E_k v kg/cm^2	ν
$6(1 + 9 + 9)$	1,113.000	0,54
$6(1 + 6)$	985.000	0,47
$6(1 + 6 + 12)$	912.000	0,435

Tyto hodnoty platí pro lana neopotřeбенá v $\varnothing$ nejméně $1/2''$.

Shrneme-li všechny tyto zkušenosti, docházíme k závěru, že pro lana používaná u lanového jeřábu zn. Wyssen, Valtelina, vyklizovacích lanovek je nejpoužitelnější koeficient $\nu = 0,4 \div 0,5$.

Další změna délky lana bývá způsobena výkyvy teploty, které způsobují smršťování nebo roztahování kovového materiálu lana.

Platí-li pro 1 pole lanovky

$$\Delta s_t = \sum \Delta t \frac{l}{\cos \beta} \quad (5),$$

platí pro více polí:

$$\sum \Delta s_t = \varepsilon \Delta t \sum \frac{l}{\cos \beta} \quad (5 a),$$

příčměž ε je koeficient tepelného lineárního prodloužení a činí 0,000011. Aby mohla být sestavena rovnice (č. 1) je nutno vyčíslit hodnoty Σs_M a Σs_Q . Pro délku nosného lana, která zaujímá tvar řetězovky, je možno s naprostým úspěchem použít vzorce pro výpočet délky parabolické křivky. Tak např. Giordano (5) používá vzorce

$$s_M = l' \left[1 + \frac{8}{3} \left(\frac{f_{\max}^2}{l'} \right) \right] \quad (6)$$

což odpovídá i vzorci použitého Bindrem (2)

$$s_M = l' + \frac{8}{3} \frac{f_{\max}^2}{l'} \quad (6a)$$

Do rovnic se dosazují hodnoty průhybu $f_{\max}$, které se počítají podle všeobecně známých vzorců:

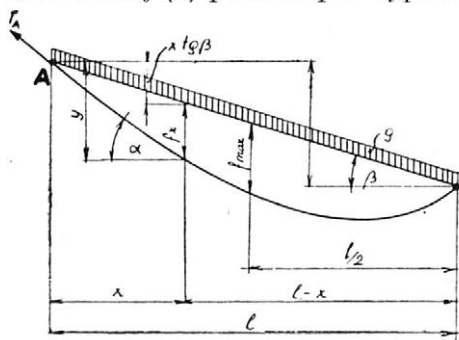
$$f_x = \frac{g x (l - x)}{2 H \cos \beta} \quad (7)$$

pro zatížené lano

$$f_x = \frac{x (l - x)}{2 H} \left(\frac{g}{\cos \beta} + 2 \frac{Q}{l} \right) \quad (8)$$

Maximální průhyb $f_{\max}$ nastává uprostřed pole, když $x = \frac{l}{2}$

Dukelskij (3) používá pro výpočet délky paraboly nosného lana tento postup:



1.

$$y = x \operatorname{tg} \beta + f_x = \operatorname{tg} \beta + \frac{x (l - x) g}{2 H \cos \beta}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \beta + \frac{(l - 2x) g}{2 H \cos \beta} \quad (8a),$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta.$$

Pak délka malého úseku křivky lana může být stanovena pomocí obecné rovnice

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = dx \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2}$$

Vložíme-li do této rovnice výraz $\frac{dy}{dx}$ z rovnice (8a) a máme-li na zřeteli, že

$$\left(1 + \operatorname{tg}^2 \beta \right) = \frac{1}{\cos^2 \beta}, \text{ obdržíme:}$$

$$ds = \frac{dx}{\cos \beta} \sqrt{1 + \left[\frac{(l - 2x) g \sin \beta}{H} + \frac{(l - 2x)^2 g^2}{4 H^2} \right]}.$$

Poněvadž člen v hranaté závorce má malou hodnotu, můžeme psát:

$$ds = \frac{dx}{\cos \beta} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left[\frac{(l - 2x) g \sin \beta}{H} + \frac{(l - 2x)^2 g^2}{4 H^2} \right] \right\}$$

Integrovaním tohoto výrazu od $x = 0$ do $x = l$ obdržíme:

$$s_M = \frac{l}{\cos \beta} + g \frac{(l^2 - l^2)}{2H} \cos \beta + \frac{\left(l^3 - 2l^3 + \frac{4}{3}l^3\right)}{8H^2 \cos \beta} g^2$$

dosazením za $H \sim T \cos \beta$ obdržíme:

$$s_M = \frac{l}{\cos \beta} + \frac{g^2 l^3}{24 T^2 \cos^3 \beta} \quad (9)$$

což odpovídá předcházejícím rovnicím. To platí pokud se uvažuje, že je lano nezatížené břemenem.

Jinak je tomu však pro výpočet délky zatíženého lana.

Stejným postupem jako u předchozího případu tím, že do výchozí rovnice za $f_{\max}$ je dosazen průvš tentokrát pod břemenem, došel Dukelskij k rovnici:

$$s_Q = \frac{l}{\cos \beta} + \frac{\frac{g^2 l^3}{24 \cos^3 \beta} + \frac{x(l-x)}{2l \cos \beta} Q \left(Q + \frac{gl}{\cos \beta} \right)}{T_Q^2}$$

$$s_Q = \frac{l}{\cos \beta} + \frac{g^2 l^3}{24 \cos^3 \beta T^2} + \frac{x(l-x)}{2 \cos \beta T^2} Q \left(Q + \frac{gl}{\cos \beta} \right) \quad (10)$$

Tato rovnice svými výsledky se již liší od výsledků, které dosahují rovnice (6) a (6a), je-li do nich dosazeno $f_{\max}$ pod břemenem.

Dukelskij provedl úpravu rovnic (9) a (10):

$$s = \frac{l}{\cos \beta} + \frac{A}{T^2} \quad (11),$$

při čemž pro A byla sestavena tabulka. (Viz tab. I.)

Pomocí této tabulky je možno vypočítat délku lana prověšeného vlastní vahou, jedním břemenem, příp. více břemeny. Tím je také splněna jedna z nejdůležitějších podmínek pro stanovení napětí lana pod břemenem, jehož zvýšená hodnota proti nezatíženému lanu je úměrná pružnému protažení, tj. rozdílu délky zatíženého lana a délky nezatíženého lana.

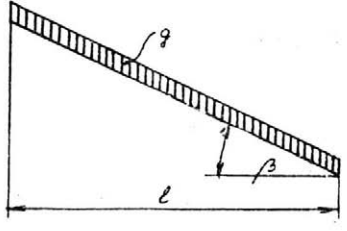
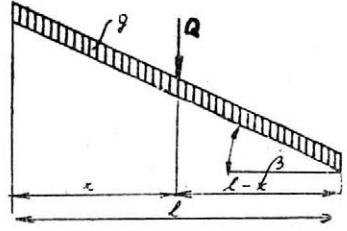
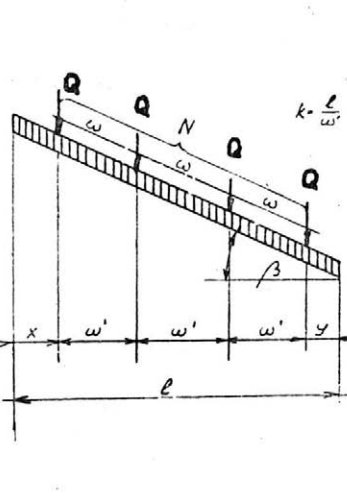
Je-li v trase více polí, pak souhrnná délka lana činí:

$$\sum s_Q = \sum \frac{l}{\cos \beta} + \sum \frac{A_Q}{T_Q^2}; \sum s_M = \sum \frac{l}{\cos \beta} + \sum \frac{A_M}{T_M^2} \quad (12)$$

Dosadíme-li tyto hodnoty do rovnice (č. 1), do které zavedeme rovněž hodnoty z rovnice (č. 2), obdržíme:

$$\sum s_Q - \sum s_M = \sum \frac{A_Q}{T_Q^2} - \sum \frac{A_M}{T_M^2} = \frac{1}{E_K F} \sum (T_Q - T_M) \frac{l}{\cos \beta} \pm \pm \varepsilon \Delta t \frac{l}{\cos \beta} \quad (13)$$

Z praktického hlediska se děje výpočet s jednou hodnotou T_M nebo T_Q pro celou délku pole, jakožto střední hodnotou napětí horního a spodního bodu pole.

b. č.	Způsob zatížení	Hodnota A
1.		$A = \frac{g^2 l^3}{24 \cos^3 \beta}$
2.		$A = \frac{g^2 l^3}{24 \cos^3 \beta} + \frac{x(l-x)}{2 l \cos \beta} Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right)$
3.		$A = \frac{g^2 l^3}{24 \cos^3 \beta} + \frac{QN l}{2 k^2 \cos \beta} \left[\frac{xy}{\omega'^2} \left(NQ + \frac{g l}{\cos \beta} \right) + \frac{N-1}{6} \left(b QN + a \frac{g l}{\cos \beta} \right) \right]$ $a = 3k - (2N-1)$ $b = \frac{2N-1}{N} k - \frac{3}{2} (N-1)$ $A = \min$ při $x = 0$ $A = \max$ při $x = y$ a počtu nákladu N: $N = 1$ při $k = 1,0 \div 1,35$ $N = 2$ při $k = 1,35 \div 2,41$ $N = 3$ při $k = 2,41 \div 3,43$

Mimoto vyjádříme-li $\sum \frac{l}{\cos \beta} = L'$, můžeme napsat

$$\frac{\Sigma A_Q}{T_Q} - \frac{\Sigma A_M}{T_M} = \frac{T_Q - T_M}{E_k F} L' \pm \varepsilon \Delta t L' \quad (14)$$

pro snadnější řešení této rovnice je záhodno ji upravit do tvaru

$$T_Q^3 + T_Q^2 \left[\frac{E_k F \Sigma A_M}{L' T_M^2} \pm \varepsilon \Delta t E_k F - T_M \right] = \frac{E_k F}{L'} A_Q \quad (14a)$$

Rovnici je možno řešit postupným výpočtem nebo graficky. Při průchodu břemene polem se mění napětí T_Q podle polohy břemene.

Tato změna probíhá od hodnoty rovné napětí T_M v okamžiku, kdy se náklad nachází na podpěře až k maximální hodnotě v okamžiku, kdy je náklad uprostřed pole. Průběh zvyšování napětí je vyjádřen v hodnotě A tab. I. rubr. II. Zde v členu $\frac{x(l-x)}{2l \cos \beta} Q \left(Q + \frac{gl}{\cos \beta} \right)$ dochází pohybem břemene Q ke změně členu x a tím i $(l-x)$ od hodnoty rovné 0 až $\frac{l}{2}$. Při hodnotě $x = 0$ je hodnota $T_Q = T_M$ a při

$x = \frac{l}{2}$ dosahuje svého maxima. Tento teoretický předpoklad plně odpovídá skutečnosti. Při výzkumných pracích na VS Křtiny byla na pokusné trase konána řada měření průběhu napětí nosného lana při průchodu břemene jednotlivými poli. Charakter průběhu změny napětí je znázorněn na obr. 2.

Při prudkém vzestupu napětí se křivka zplošťuje a poněkud dosahuje ve středu pole maxima. Vzestupná i sestupná větev jsou symetrické kol osy, procházející středem pole a mají tvar paraboly. Průběh napětí je důležitý pro představu výpočtu průhybu v různých místech pole. Do rovnice (17) je nutno dosazovat T_Q odpovídající poloze břemene.

Při řešení lanovek je velmi důležitá úloha výpočtu T_M , v tomto případě se převede rovnice (14a) do tvaru:

$$T_M + T_M \left[\frac{E_k F \Sigma A_x}{T_Q^2 L'} \pm E_k F \varepsilon \Delta t - T_Q \right] = \frac{E_k F}{L'} \sum A_M \quad (14b)$$

Prakticky přichází v úvahu nejčastěji výpočet maximálního napětí, které vzniká uprostřed vyšetřovaného pole za použití rovnic (14a) a (14b). Je však nutno mít na paměti, že na dolním i na horním bodu vyšetřovaného pole se napětí od tohoto liší. Všeobecně platí, že rozdíl napětí v nosném laně činí:

$$\Delta T = g h,$$

při čemž maximální napětí v poli je vždy na horním bodu pole. Tento vztah platí pochopitelně, nepřihlížíme-li ke tření na podpěrách, v celé délce lanovky.

Na základě uvedených vzorců je možno s dostatečnou přesností řešit stavbu i volbu nosných lan přenosných lanovek používaných při dopravě dříví. Tak např. pro lanovku typu Wyssen platí rovnice (č. 14a) a (14b), z nichž pro montáž má zvláště důležitou úlohu rovnice pro výpočet T_M .

Prakticky se postupuje tak, že jmenovitou pevnost zvoleného nosného lana dělíme bezpečnostním koeficientem, který činí $3 \div 3,5$. Tak obdržíme přípustné napětí T_Q v nejvyšším místě lanovky. Tím, že od tohoto napětí odečteme ΔT , příslušející středu nejdelšího pole, obdržíme přípustné napětí T_Q pro střed maximálního pole. Pomocí rovnice (14b), do které se dosadí z tab. I. rubr. 2 hodnota A_Q a z rubr. 1 A_M , vypočte se přípustné napětí T_M .

Toto napětí je pro zvolené lano závazné, neboť při přechodu maximálního přípustného břemene nejdelším polem dosahuje T_Q hodnotu, která s ohledem na bezpečnost nesmí být překročena. Proto při montáži se dbá na to, aby bylo pokud možno přesně dodržováno. Podle maximálně přípustného T_M je pak možno vypočíst T_Q i pro ostatní kritická pole. Na základě nich se pak pomocí rovnice

$$f_{\max} = \frac{g l'^2 + 2 l' T_Q}{8 T_Q} \quad (16)$$

stanoví průvės uprostřed jednotlivých polí, kde je zpravidla kritický bod průvėsu. Je-li však tento bod v jiném místě pole, pak je nutno použít vzorce:

$$f_x = \frac{x' (l' - x')}{2 T_Q} \left(g + \frac{2 Q}{l'} \right) \quad (17)$$

Pro stanovení kritických polí předběžně přibližnou metodou je možno použít jednoduchých vzorců, které uvádí Pestal (Rakousko):

$$f_n = \frac{l'^2}{4} \quad (18)$$

$$f_Q = 3 - 4 l' \quad (19)$$

$$f_{\max} = \frac{l'^2}{4} + 3 \text{ až } 4 l' \quad (19a)$$

Ve vzorcích (18) až (19a) se dosazuje l' v hektametrech. Vzorce jsou odvozeny pro případ, že $T_M \div 8 Q$. Vyneseme-li pomocí vypočtených maximálních průvėsů z rovnic (18) až (19a) a jejich dvojnásobných hodnot přibližné paraboly průvėsu zatíženého lana, můžeme pak nalézt kritické pole a místa, která podrobíme přesnému výše popsanému výpočtu, zatímco ostatní pole, která podle předběžného šetření jsou dostatečně bezpečná, můžeme vynechat.

Výpočet napětí T_M a T_Q u vyklizovacích lanovek je v principu stejný jako u kabelových jeřábů typu Wyssen. Přistupují zde však některé důležité okolnosti, které pomáhají zjednodušit celý výpočet.

Dosazujeme-li do rovnic (14a) a (14b) hodnoty u vyklizovacích lanovek obvyklé, nabudou např. tvary:

$$\frac{E_k F \Sigma A}{L' T^2} \text{ a } \frac{g^2}{24} \sum \frac{l^3}{\cos^3 \beta}$$

tak malých hodnot, že je můžeme vyloučit. Mimo to není nutno brát v úvahu vliv změny teploty, což je u vyklizovacích lanovek přípustné, neboť se staví na krátký čas, období několika týdnů, kdy výkyvy teploty mohou způsobovat prakticky malé změny napětí $\pm 200 \text{ kg}$. Tyto změny jsou navíc vylučovány při častém dopínání nosného lana, což přichází v úvahu někdy i dvakrát týdně. Pak je možno psát rovnici (14a) ve tvaru:

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = \frac{E_k F x (l - x) Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right)}{2 L l} \quad (20)$$

Poněvadž při polích kratších než 150 m nabude tvar $\frac{g l}{\cos \beta}$ zanedbatelných hodnot, platí pro pole menší než 150 m rovnice:

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = \frac{E_k F x (l - x) Q^2}{2 L} \quad (21)$$

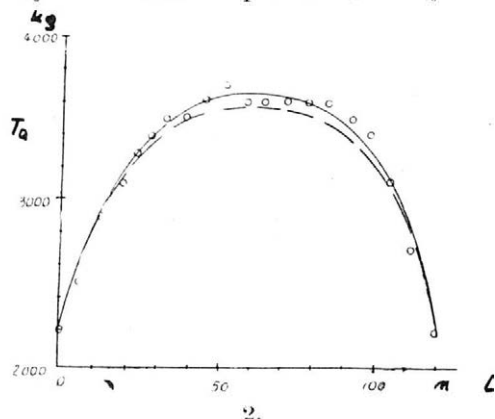
Tvoří-li lanovku pouze jedno pole, pak platí:

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = \frac{E_k F x (l - x)}{2 l^2} Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right) \quad (22)$$

A není-li lanovka delší s jedním polem než 150 m, pak se rovnice zjednoduší:

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = \frac{E_k F x (l-x) Q^2}{2 l^2} \quad (23)$$

Na pokusné trase VS Křtiny byl vzorec (21) podroben rozboru, pokud se týče citlivosti výpočtu při pohybu břemene polem vyklizovací lanovky (podrobnosti o trase viz publikace 4 přiloženého seznamu literatury). Při průjezdu břemene 800 kg těžkého polem lanovky 120 m dlouhé, bylo průběžně měřeno napětí v nosném lanu pérovým dynamometrem. Výsledek měření je uveden na obr. 2 zároveň s teoretickým předpokladem podle rovnice (21). Srovnáním průběhu obou křivek je možno konstatovat, že rovnice (21), která u vyklizovacích lanovek je nejběžnější s dostatečnou přesností, sleduje skutečnou změnu napětí.



○ Změřená napětí nosného lana
 — — — skutečný průběh napětí
 — — — teoretický předpoklad rovnice (21)

Pro výpočet nejvyhledávanějšího napětí T_Q uprostřed pole pro $x = \frac{l}{2}$ upraví se rovnice (20) až (23) do tvaru:

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = \frac{E_k F l Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right)}{8 L} \quad (20a)$$

$$= \frac{E_k F l Q^2}{8 L} \quad (21a)$$

$$= \frac{E_k F}{8} Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right) \quad (22a)$$

$$= \frac{E_k F Q^2}{8} \quad (23a)$$

Mimo to je tvar $\frac{E_k F}{8}$ pro každé lano konstantní a je možno nahradit ho konstantou C podle tabulky:

Průměr lana	ČSN 024320 C	ČSN 024322 C	Poznámka
14	68,0	76,1	lano ČSN 024320 má 42 drátků lano ČSN 024322 má 114 drátků
16	88,6	94,0	
18	112,1	118,0	

pak rovnice (20a) až (23a) je možno psát:

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = C \frac{Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right)}{L} \quad (20b)$$

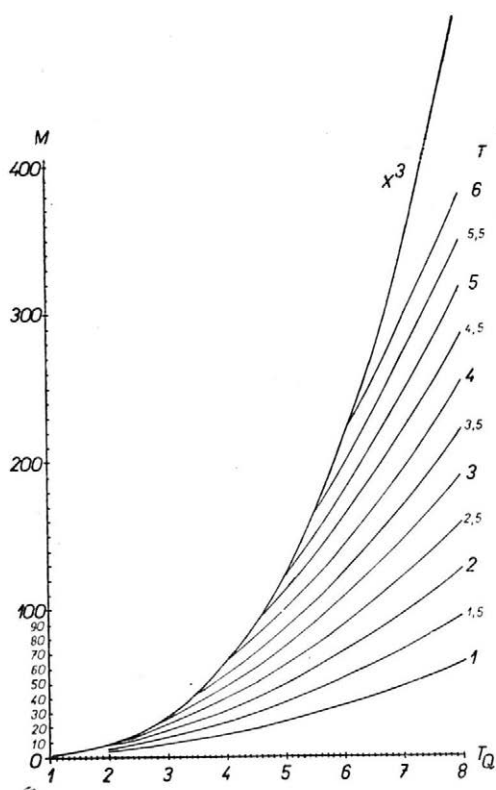
$$= C \frac{l Q^2}{L} \quad (21b)$$

$$T_Q^3 - T_Q^2 T_M = C Q \left(Q + \frac{g l}{\cos \beta} \right) \quad (22b)$$

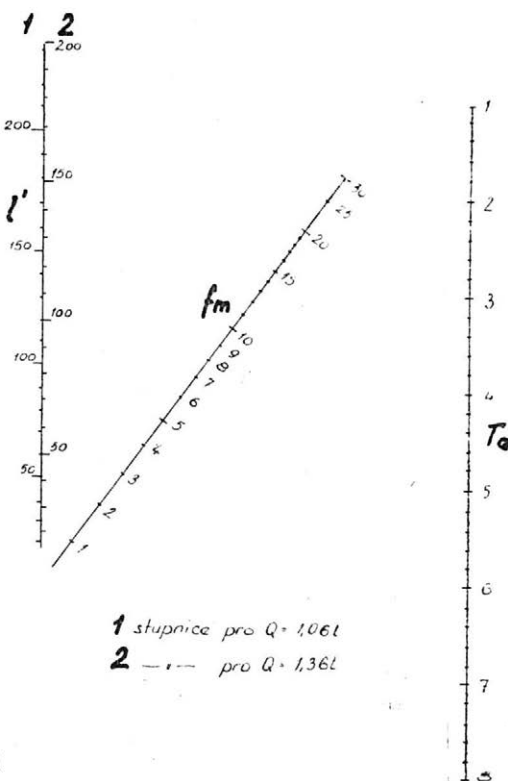
$$= C Q^2 \quad (23b)$$

Pro řešení rovnic (20) až (23) a jim podobným je sestrojen graf 3, který je řešen tak, že hodnotu pravé strany rovnice, v našem případě např. 20,8, odměříme odpichovátkem na stupnici M a posunujeme mezi křivkou, odpovídající montážnímu napětí, např. 3,5 tuny a křivkou x^3 tak dlouho, až vymezí úsek mezi oběma křivkami. Kolmo pod tímto místem na stupnici nalezneme odpovídající napětí $T_Q = 4550 \text{ kg}$.

Když je již známa hodnota T_Q , následuje výpočet maximálního průvěsu nosného lana podle rovnice (16). Dosadíme-li do této rovnice za $g = 0,8 \text{ kg}$, což od-



3.



4.

povídá lanu o $\varnothing 16 \text{ mm}$ se 114 dráty nebo s malou chybou i pro lano se 42 dráty, a dosadíme-li váhu břemene $Q = 1360 \text{ kg}$, což odpovídá maximálnímu zatížení vyklizovací lanovky, obdržíme rovnici:

$$f_{\max} = \frac{0,1 l'^2 + 330 l'}{T_Q} \quad (16a)$$

Pro usnadnění a zrychlení výpočtu byl sestrojen nomogram podle rovnice (16a) pro vyhledání průhybu se dvěma stupnicemi l' , z nichž jedna je pro případ, že $Q = 1,36$ tuny a druhá pro $Q = 1,06$ tuny. Tím bylo vlastní počítání sníženo na minimum a omezeno na vyhledávání v grafech.

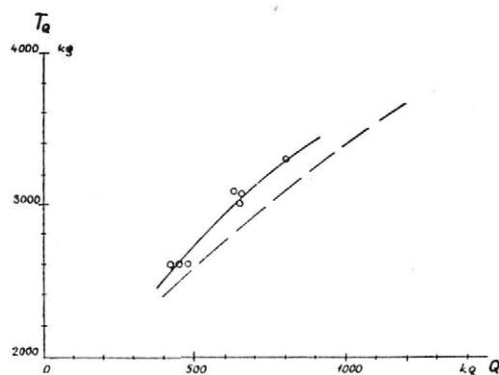
Graf 3. má velkou výhodu, že je možno pomocí něho i vypočíst T_M , a to tak, že se normálně vypočte pravá strana rovnic (20) až (23), resp. (20a, 20b) až (23a, 23b) a její hodnota odměřená odpichovátkem na stupnici M se nanese na svislici

odpovídající napětí T_Q od křivky x^3 dolů, podle konce vynesené úsečky je možno interpolací mezi křivkami T_M odhadnout montážní napětí T_M .

Jak dalece vystihují zjednodušené vzorce skutečnost, je možno doložit porovnáním teoretických výpočtů se skutečnými hodnotami, získanými při výzkumu na VS Křtiny. Na vyklizovací lanovce o délce 424 m bylo vypnuto lano o $\varnothing 16$ mm se 222 dráty ($C = 92,5$). Jednotlivá pracovní pole lanovky byla dlouhá 35 m, 76 m, 120 m, 122 m. Napětí v nosném laně bylo měřeno pérovým dynamometrem, metodika a výsledky byly uveřejněny pracovníky VS Křtiny v publikaci 4 přiloženého seznamu literatury. Na základě měření je možno sledovat, jak vzorce (20b) až (23b) vyhovují pro změnu hlavních činitelů. Hlavní činitelé, kteří určují napětí T_Q u vyklizovacích lanovek, jsou: váha břemene, montážní napětí, vodorovná délka vyšetřovaného pole, vodorovná délka celé lanovky a sklon.

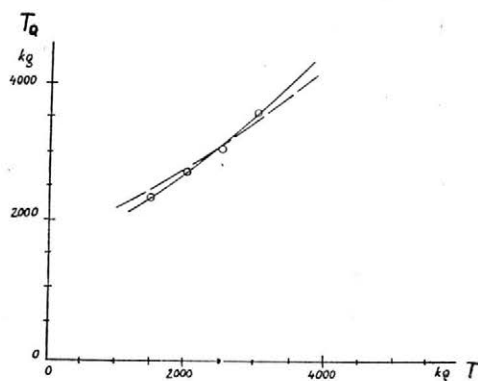
Váha břemene

Při hodnotách $l = 76$ m, $L = 424$ m, $T_M = 2$ tuny, probíhalo při odstupňovaném břemenu Q napětí T_Q takto: (obr. 5).



5.

○ jednotlivá měření
— — — teoretický průběh podle rovnice (21b)



6.

○ jednotlivá měření
— — — teoretický průběh podle rovnice (21b)

Jak je vidno z grafu, je praktický i teoretický průběh změny napětí velmi shodný.

Montážní napětí

Při hodnotách $l = 76$ m, $L = 424$ m, $Q = 0,615$ tuny, probíhalo T_Q při odstupňovaném T_M (obr. 6).

Vodorovná délka pole

Při hodnotách $L = 424$ m, $Q = 0,71$ tuny, $T_M = 2$ tuny probíhalo T_Q při různých délkách polí (obr. 7).

Na základě srovnání daných rovnicemi (21b) a (20b) s měřením týkajícího se tří z hlavních činitelů, určujících zvýšení napětí pevně zakotveného lana pod břemenem, vidíme, že zkrácené rovnice (20b) až (23b) v dostatečné míře vystihují napětí nosných lan lehkých lanovek.

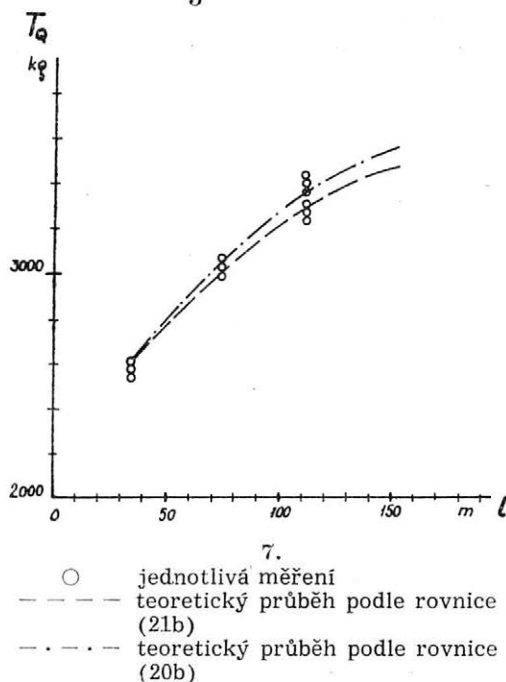
Lehké lanovky svým charakterem převážně nevyžadují plně propracovaných projektů, přesto se však někdy, zvláště ve složitějším terénu, projevuje nutnost tyto projekty konat důkladně, aby se předešlo omylům při volbě výšky podpěr-

ných botek, příp. při jejich rozmístování. I zde je možno použít jednoduchých přibližných vzorců, které za předpokladu, že $T_M = 2,5 \div 3,0 t$, zní:

$$f_n = \frac{l'^2}{3} \quad (24)$$

$$f_Q = 5 \text{ až } 6 l' \quad (25)$$

$$f_{\max} = \frac{l'^2}{3} + 5 \div 6 l' \quad (25a)$$



a 2. Tento výpočet je možno prakticky zjednodušit a to v případech, kdy se v poli lanovky nacházejí více než 3 břemena nebo má-li trasa více polí.

Předpokládá se, že břemena jsou váhově vyrovnaná a rozmístěna v pravidelných intervalech. Většinou jsou tyto podmínky u provozu lanovky Valtelina zhruba splněny. Zjednodušení spočívá v tom, že A_Q se dosazuje z tab. I. rubr. I,

a že místo váhy lana g se dosadí hodnota rovná $g + \frac{Q}{\omega}$. To znamená, že jednotlivá

břemena se zamění rovnoměrným zatížením. Tam, kde je Valtelina nebo i jiná lanovka vystavena nebezpečí námrazy, doporučuje se překontrolovat výpočet bezpečnosti lana na zatížení námrazou. Toto zatížení může být někdy kritičtější než zatížení břemenem. Počítá se opět z rovnice (14a) a (14b), kde dosazujeme A_Q a A_x z tabulky I, rubrika 1, při čemž se počítá, že námraza činí $1/2$ až $3/4$ vlastní váhy lana.

Souhrn

Neustálým růstem moderní techniky zaváděné v lesnictví rostou i požadavky kladené na technické kádry, které řídí zavádění i využívání mechanismů. Ke zvyšování technické úrovně lesního provozu patří bezpochyby i zavádění nových la-

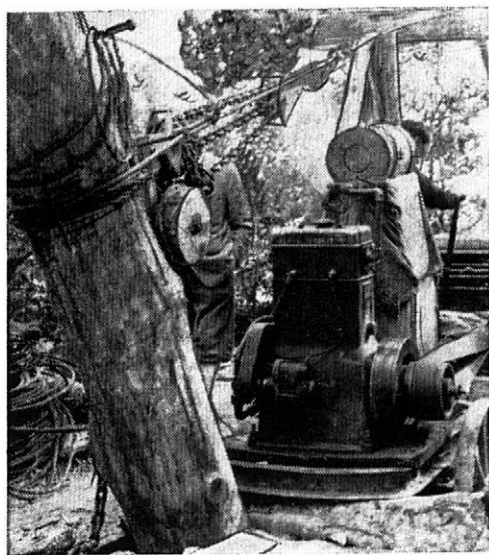
Tyto vzorce jsou velmi použitelné a často pro jednoduchou orientaci postačí. Při běžných stavbách lanovek s více normálně dlouhými poli jsou i poměrně přesné.

Další typ lanovek, které nalézají stále širší uplatnění v našich lesích, hlavně tam, kde doposud nebyla vybudována síť lesních cest nebo tam, kde by realizace cest byla technicky obtížná, je dopravní lanovka Valtelina, jejíž princip byl převzat z italské části Alp. I zde se břemena zavěšují na lano pevně zakotvené mezi dva kotevní body. Proti předchozím typům lanovek je však tato lanovka oběžná, proto jsou břemena rozvěšena v pravidelných vzdálenostech 100–200 m, a jsou bržděna nebo i tažena oběžným lanem.

Pro výpočet T_Q opět poslouží rovnice (14a) a (14b), kde se dosadí A_Q , A_x z tabulky I. rubr. 3, případně rubrika 1



8. Kotvení a napínání vyklizovací lanovky pomocí volné kladky a klínové spony.



9. Kotva lanovky „bicable“ na kůl zapuštěný 3 m v zemi (Itálie).



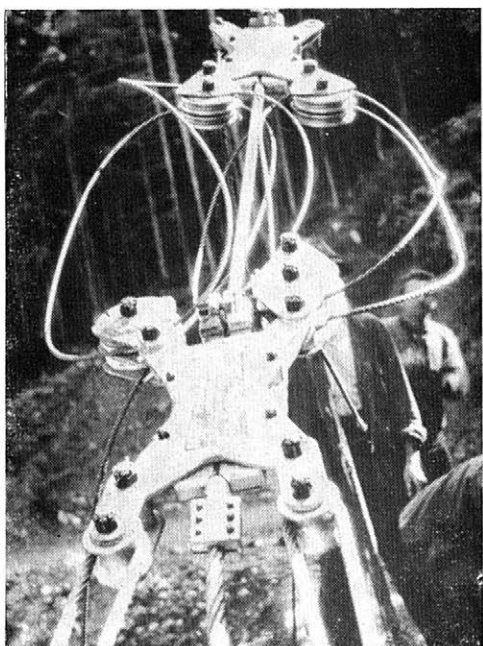
10. Kotvení nosných lan lanovky Valtelina přímo na brzdnu věž (Itálie).



11. Napínání vyklizovací lanovky pomocí kladky.



12. Zakotvení vyklizovací lanovky na klídu zakopanou v zemi.



13. Napínání nosného lana lanovky zn. Wyssen pomocí kladkostroje spojeného s klínovými sponami (Švýcarsko).

novék, popř. rozšiřování použití lanovek u nás již dříve známých. Je samozřejmým předpokladem úspěšné práce technika lesníka, aby znal základní teoretické poznatky a ovládal základní problémy, které se váží k použití ocelových lan při provozu lanovek.

Z řady prací, které řeší statiku nosných lan jeřábů na obou koncích pevně kotvených, zasluhuje pozornost metoda Dukelského (3), která je jednak snadno přístupná a pochopitelná, jednak dostatečně přesně vystihuje skutečné poměry v nosných lanech.

Je však podstatně ovlivněna přesným stanovením modulu pružnosti ocelových lan, což není snadné. Proto se předkládá řada způsobů, výpočtů, modulu pružnosti pro ocelová lana různých konstrukcí. I když tyto způsoby nedávají jednoznačný výsledek, je možno říci, že pro lana používaná v lesnictví činí $E_k = 840.000 \text{ kg/cm}^2 \div 1.050.000 \text{ kg/cm}^2$.

Poněvadž pro výpočty lehkých lanových jeřábů, které u nás reprezentují vyklizovací lanovky, je metoda Dukelského velmi zdlouhavá, navrhuje se úprava a zjednodušení vzorců, spočívající ve vyloučení některých členů, které nabývají nepatrných hodnot pro nosná lana malých průměrů. Výpočet podle tohoto zjednodušení přípustného pro lana o $\varnothing 14$ až 18 mm je možno ještě urychlit pomocí navrženého grafu pro rovnice 3 stupně a nomogramu pro výpočet průvěsu. Zjednodušené vzorce pro výpočet napětí nosného lana zatíženého břemenem byly podrobeny kritickému zhodnocení tak, že na pokusné trase VS Křtiny byly změřeny skutečné závislosti mezi napětím nosného lana zatíženého břemenem a jednotlivými odstupňovanými určujícími činiteli (váha břemen, délka pole lanovky, montážní napětí).

Srovnáním těchto závislostí s teoretickými předpoklady se ukázalo, že zjednodušené výpočty naprosto spolehlivě s dostatečnou přesností vystihují poměry v nosných lanech s malým průměrem (16 mm), viz obr. 2 až 6.

Poměrně nejobtížnější výpočty jsou pro lanovku typu Valtelina, ale i zde je možno výpočet zjednodušit tím, že zatížení jednotlivými břemeny se zamění za rovnoměrné zatížení.

Z uvedených poznatků je zřejmé, že nedostatek použití nosných lan s pevně kotvenými konci, spočívající ve složitých silových poměrech, je možno přípustným zjednodušením výpočtů zmírnit a že tento moderní způsob montáže nosných lan bude stále důkladněji a pečlivěji uplatňován a rozvíjen.

Přehled použitých značek

A	= součinitel
a	= součinitel
b	= součinitel
C	= součinitel = $\frac{E_k F}{8}$
E	= modul pružnosti oceli v tahu = $2.100.000 \text{ kg/cm}^2$
E_k	= modul pružnosti ocelového lana
F	= plocha průřezu kovové části lana
f	= průvěs lana
$f_{\max}$	= maximální průvěs lana
f_n	= průvěs nezatíženého lana břemenem
f_x	= průvěs lana v bodě x
f_Q	= průvěs lana způsobený váhou břemene Q uprostřed pole
g	= váha lana na běžný metr

h	= výškový rozdíl
i	= počet pramenů v laně
l	= vodorovná délka
l'	= šikmá délka pole
L	= vodorovná délka celé lanovky
L'	= šikmá délka celé lanovky
M	= měřítko
n	= počet drátů v pramenu
Q	= váha kočky a nákladu, zatížení
s	= délka lana
s_M	= délka lana montážní
s_Q	= délka lana zatíženého břemenem
T	= napětí lana
T_M	= montážní napětí lana
T_Q	= napětí lana pod břemenem
t	= změna teploty
x	= souřadnice
y	= souřadnice
α	= úhel sklonu
β	= úhel sklonu
ε	= úměrná změna délky
Δs_E	= změna délky lana vlivem změny napětí
Δs_T	= změna délky lana vlivem změny teploty
ΔT	= změna napětí lana
ν	= součinitel
Σ	= součet
φ	= úhel pletení pramenů v laně
ψ	= úhel pletení drátů v pramenu
ω	= vzdálenost břemen

Literatura

1. Czitary Eugen: Seilschwebbahnen, Wien 1951. — 2. Binder Robert: Lanové dopravné zariadenia a šmyky - Bratislava 1957. — 3. Dukelskij A. I.: Podvesnyje kanatnyje dorogi a kabelnyje krany, Moskva-Leningrad 1951. — 4. Dressler-Adámek: K výpočtům vyklizovacích lanovek, Lesnictví, Sborník ČSAZV, roč. 4, číslo 1, Praha 1958. — 5. Giordano: Tecnologia del legno, Milano 1956. — 6. Gulisašvili B. G.: Podvesnyje kanatnyje dorogi v lesnoj promyšlennosti, Moskva-Leningrad 1952. — 7. Mařík Fr.: Pružnost lana a jeho vliv na provozní poměry v pohonu bubny a třecími kotouči. Strojirenství, svazek 4, č. 1, 1954 Praha. — 8. Pestal E.: Přednášky na kursu lanovkářů FAO, Chur 1958. — 9. Rabas E.: Drátěná lana na dolech, Praha 1957. — 10. Wyss Th.: Stahldrahtseile der Transport- und Förderanlagen, Zürich 1957.

К вычислениям напряжения несущих тросов с прочно зафиксированными концами

В результате неуклонного роста современной техники, внедренной в лесное хозяйство, растут и требования, предъявляемые к техническим кадрам, которые руководят введением и использованием механизмов. К повышению технического

уровня лесной эксплуатации, без сомнения, относится также введение в производство новых подвесных канатных дорог, а также расширение и использование уже существующих подвесных канатных дорог. Вполне очевидной предпосылкой успешной работы лесного техника является полное усвоение основных проблем, связанных с применением стальных тросов при эксплуатации канатных дорог.

Из ряда работ, решающих вопрос статике несущих тросов подъемных кранов, прочно зафиксированных с обоих концов, заслуживает особого внимания метод Дукельского (3-согласно приложенному списку литературы), который, с одной стороны, легко доступен и вполне понятен, а с другой — достаточно точно характеризует условия напряжения в несущих тросах.

Этот метод существенно зависит от точного установления модуля упругости стальных тросов, что является сложной проблемой. Поэтому предлагается ряд способов вычисления модуля упругости для стального троса различных конструкций. Хотя эти способы вычислений и не приводят к единому результату, все же можно отметить, что для тросов, применяемых в лесном хозяйстве (свитых из шести прядей), составляет $E_A = 840\,000 \text{ кг/см}^2 \div 1,050\,000 \text{ кг/см}^2$.

Ввиду того, что вычисления легких канатных кранов, которые у нас представлены тросо-подвесными установками, метод Дукельского является весьма сложным, предлагается улучшение и упрощение формул, основанных на исключении некоторых членов, достигающих только незначительных величин для несущих тросов небольших диаметров. Вычисления допустимого напряжения для троса диаметром 14—18 мм, согласно этому упрощению, можно еще ускорить при помощи предлагаемого графика для уравнивания третьей степени и номограммы для вычисления провеса троса. Упрощенная формула для вычисления напряжения несущего троса, нагруженного грузом, была подвергнута критической оценке так, что на опытной трассе ОС Кржины измерялись фактические зависимости между напряжением несущего троса, нагруженного грузом, и отдельными дифференцированными определяющими факторами (вес груза, длина поля канатной дороги, монтажное напряжение).

Путем сравнения этих зависимостей с теоретическими предпосылками оказалось, что упрощенные вычисления вполне надежны и с достаточной точностью выражают условия в несущих тросах с малым диаметром (16 мм), см. рисунок № 2—4.

Сравнительно более трудны вычисления для канатной дороги типа Вальтелина, но и здесь вычисления можно упростить тем, что загрузку отдельными грузами заменить равномерной загрузкой.

Из приведенного становится ясно, что недостаток в применении несущих тросов с прочно зафиксированными концами заключается в сложных силовых условиях, что можно снизить допустимым упрощением вычислений. Этот современный способ монтажа несущих тросов будет постоянно более последовательно и тщательно применяться и развиваться.

Bemerkungen zur Berechnung der Tragseilspannung mit fest verankerten Seilenden

Mit unaufhörlichem Aufschwung der modernen Technik im Forstwesen nehmen auch die Forderungen auf die technischen Kader zu, die die Einführung und Ausnützung der Mechanismen leiten. Zur Erhöhung des technischen Niveaus im forstlichen Betriebe gehört zweifellos auch die Einführung der neuen Seilbahnen, bzw. die erweiterte Benutzung derjenigen, welche bei uns schon früher bekannt sind. Natürliche Voraussetzung für eine erfolgreiche Arbeit des Forsttechnikers ist, daß er sämtliche Grundprobleme, die mit der Verwendung von Drahtseilen bei dem Seilbahnverkehr verbunden sind, beherrsche.

Unter den literarischen Arbeiten, die das Problem der Statik der auf beiden Enden fest verankerten Tragseile lösen, ist besonders beachtenswert die Dukelský's Methode (Schriftumsverzeichnis Nr. 3), die sowohl leicht durchführbar und begreiflich, als auch genügend genau für die Feststellung der Tragseilverhältnisse ist.

Diese Methode ist jedoch wesentlich durch die Forderung der genauen Festsetzung des Elastizitätsmoduls der Stahseile beeinflusst, was nicht eine leichte Aufgabe ist. Es werden deshalb mehrere Arten der Elastizitätsmodulberechnung für die Stahlseile verschiedener Konstruktion vorgelegt. Wenn auch diese Berechnungsarten nicht zum eindeutigen Ergebnis führen, kann man sagen, daß E_k für die Forstwesen angewandten Seile (sechsdrahtige) $840.000 \text{ kg/cm}^2 + 1.050.000 \text{ kg/cm}^2$ beträgt.

Da für die Berechnung von leichten Seilkränen, die bei uns durch die Aufräumungsseilbahnen vertreten sind, die Dukelský's Methode zu langwierig ist, wird eine Zurichtung und Vereinfachung der Formeln vorgeschlagen, die in der Ausschaltung einiger Glieder, welche nur geringe Werte für die Tragseile von kleinen Durchmessern bedeuten, besteht. Diese vereinfachte Berechnung, die für die Seile mit Durchmesser 14 bis 18 mm zulässig ist, kann noch mittels vorgeschlagenen Grahps für die Gleichungen der 3. Stufe und des Nomogramms für die Durchhangsberechnungen beschleunigt werden. Die vereinfachten Formeln für die Berechnung der Spannung mit Last beschwerten Tragseiles waren einer kritischen Verwertung unterworfen, und zwar auf die Weise, daß auf der Versuchstrasse der Versuchstation Křtiny die wirklichen Abhängigkeiten zwischen der Spannung des mit Last beschwerten Tragseiles und den einzelnen abgestuften Bestimmungsfaktoren (Lastgewicht, Länge des Seilbahnfeldes, Montagespannung) bemessen wurden.

Die Vergleichung dieser Abhängigkeiten mit den theoretischen Voraussetzungen zeigte, daß die vereinfachten Berechnungen die Verhältnisse in den Tragseilen von geringem Durchmesser (16 mm) ganz verläßlich und mit genügender Genauigkeit erfassen (siehe Abb. Nr. 2 und 4).

Die verhältnismäßig schwierigsten Berechnungen sind diejenigen, die die Seilbahn von Valtelina Typ betreffen, aber auch hier kann die Berechnung vereinfacht werden dadurch, daß die Belastung mit einzelnen Lasten durch gleichmäßige Belastung verwechselt wird.

Aus den oben angeführten Angaben geht hervor, daß die Unmöglichkeit die Tragseile mit fest verankerten Enden zu benützen, welche in verwickelten Kraftverhältnissen wurzelt, durch zulässige Vereinfachung der Berechnungen gemäßig werden kann, und daß diese moderne Montageart von Tragseilen immerfort ausführlicher und sorgsamer geltend gemacht und entwickelt werden wird.

Jednoosý přívěsný vůz v soustavě strojů pro stavbu a údržbu lesních cest a pro dopravu dříví

Одноосный прицеп в системе машин для строительства и ухода за лесными дорогами и для транспорта древесины

Der Einachsanhänger in der Zusammenstellung von Maschinen für den Bau und die Instandsetzung der Waldwege und für den Holztransport

Inž. Ivo ADÁMEK,

Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti ČSAZV, Výzkumná stanice
Křtiny u Brna

Došlo dne 27. V. 1959

V současné době je snaha všech složek našeho lesního hospodářství zaměřena k zavedení vyšších forem hospodaření, a to nejen na poli pěstebním, ale i na poli technickém. Jemné způsoby hospodaření jsou zárukou zvýšeného přírůstku porostů a tím i krytí stále rostoucích potřeb národního hospodářství na dřevní surovinu. Technika, která si nezadržitelně razí cestu do všech odvětví našeho hospodářství, vyžaduje zvýšení produktivity práce a efektivnosti i v lesním provozu. Nově zaváděná mechanizace, vyhovující požadavkům pěstitele, je jedinou možnou cestou, jak snížit podíl lidské práce v jednotlivých výrobních operacích lesního provozu. Nové mechanismy zpřístupňují a umožňují intenzivně hospodařit i v lokalitách, které byly dosud dopravně naprosto nepřístupné a tím z hlediska hospodářského bezcenné. Jejich plné a bezporuchové využití může být zajištěno jedine novou organizací práce, která vyhovuje technologickým postupům těchto prostředků. Vyrůstá řada nových dílčích lesnických disciplín, které spojují požadavky pěstitele, technika i ekonoma. Technologická typizace porostů a technologická příprava pracoviště jsou dvě technicko-organizační opatření, která uvádějí jednotlivá pracoviště do stavu, který zaručuje plné využití nasazeného mechanizačního prostředku při respektování všech biologických požadavků. Z technického hlediska řeší technologická typizace a technologická příprava pracoviště problém neškodného, rychlého a plynulého vyklizení dřevní hmoty ze všech částí porostu. Uvedeným podmínkám je vyhověno, jsou-li splněny tyto požadavky:

1. Správně určená a vykonaná těžba včetně manipulace.
2. Odpovídá-li terén pracoviště stylu práce nasazeného prostředku.
3. Je-li prostředek nasazen za vhodných povětrnostních podmínek.
4. Je-li dodržen předepsaný technologický postup mechanismu a optimální vlečený náklad.
5. Jsou-li technické prvky přibližovacích linií a cest správně voleny vzhledem k navrženému mechanismu.
6. Jsou-li provedeny předepsané úpravy přibližovacích linek, příp. stavba přibližovací cesty.

7. Skladovací plocha musí být upravena tak, aby zaručovala rychlé uložení vlečeného nákladu na rampu.

Výše citovanými body 5, 6, 7 je sekundární síť měkkých zemních cest řešena doprava hmoty od pařezu na sklad, kde navazuje na primární dopravní síť buď měkkých nebo tvrdých odvozních cest, které řeší odlehlost jednotlivých pracovišť. Stávající hustota sekundární sítě, obzvláště v horách, je velmi malá a jen v řídkých případech odpovídá technologickým požadavkům nasazovaných mechanismů. Je nezbytnou potřebou, aby společně s nově nasazovanými přibližovacími a dopravními prostředky byla budována primární a sekundární síť lesních cest. Vybudování tvrdé odvozní sítě až k samému pracovišti však naráží v současné době na nedostatek investičních prostředků. Východiskem z této situace je budování primární i sekundární sítě jako sítě měkkých cest a je třeba počítat již dnes s tím, že vybudované měkké odvozní cesty budou později zpevněny a že i některé cesty, které budou mít dočasný charakter přibližovací nebo vývozní cesty, budou později rozšířeny a zpevněny. Toto řešení je zdůvodněno jednak rychlou výstavbou těchto cest, nepoměrně nižšími náklady na vybudování a naději, že i tyto náklady budou ještě podstatně sníženy nynější a vyvíjenou mechanizací pro budování měkkých cest.

Je třeba mít na paměti, že charakter lesního provozu i lesních pracovišť, kde mají být stavěny lesní komunikace, je poněkud jiný, obzvláště u sekundární sítě a u cest v horách, než u normálních dopravních komunikací. Těmto speciálním požadavkům projevujícím se hlavně u vlastních zemních prací je třeba přizpůsobit nové mechanismy a usměrnit výzkum i vývoj, hlavně na práce lišící se od prací, které jsou mechanizovány při stavbě veřejných komunikací.

Výzkum již pracuje na návrhu soustavy strojů pro údržbu a stavbu měkkých lesních cest a svážnic. Soustava je navržena tak, aby jejími základními mechanizačními prostředky byly stroje, které bude lesní provoz v nejbližších letech používat pro přibližování dřeva. Jde o pásový traktor 60—70 HP a o kolový traktor Z 50 s náhonem na všechna 4 kola.

Problém stavby a údržby měkkých cest je řešen z hlediska okamžité potřeby provozu, ale i výhledově. Prvním krokem k řešení této problematiky byla dozerská radlice na traktoru Z 35 P, která je určena jako adaptér sloužící k úpravě přibližovacích linek, k údržbě, příp. rozšíření stávajících zemních cest a ke stavbě úzkých svážnic. V roce 1958 byl výrobě předán jednoosý vlek za kolový traktor Zetor 35. Protože se jedná o první vlek tohoto druhu u nás, chtěli bychom v dalším pojednání rozebrat jeho funkci, použití a matematicky zdůvodnit volbu tohoto typu.

V dalších bodech shrneme požadavky na vývoj a konstrukci tohoto vleku:

a) Vlek má být určen k přepravě pásového traktoru Z 35 P s navijákem a radlicí, popř. i jiných těžkých stacionárních i pásových mechanismů, které je zapotřebí dopravovat co nejdále do terénu, a to nejen po tvrdých cestách, ale i měkkých, pokud jsou určeny k odvozu za příznivého počasí. Tento požadavek klade hlavní zřetel na zlepšení jízdních vlastností celé soupravy.

b) K vlastní přepravě je určen druhý základní mechanizační prostředek v soustavě strojů pro údržbu a stavbu lehkých zemních cest, tj. kolový traktor s náhonem na všechna 4 kola. Pro okamžitou potřebu provozu je počítáno s traktořem Z 35. V budoucnu bude tedy mechanizovaná stavební jednotka nezávislá na ostatní závodní dopravě. Je sledován samostatný přesun této jednotky z jednoho pracoviště na druhé, a to nejen pásového traktoru, ale i ostatních adaptérů (kompresorů, srovnávačů, svahovačů, vibrátorů apod.). Nejen přeprava na jiné pracoviště, ale i okamžitý přesun mechanismu během stavby do další pracovní úvratě nebo jejich pohotová doprava při poruše do dílen.

c) Je požadována možnost naložení těchto mechanismů přímo z roviny, na které stojí kolový traktor s vlekem. Tímto požadavkem bude odstraněno pracné, mnohdy i zdlouhavé a nebezpečné nakládání těžkých mechanismů z různých terénních vyvýšenin, náspů, provizorních ramp apod. Bude možno nakládat i skládat nemobilní mechanismy, které jsme museli pracně dopravovat na přírodní nebo umělé rampy, přímo ze země. Dojde-li k poruše, bude možno stroj naložit přímo na jeho pracovišti za předpokladu, že k němu bude přístup s navrhovanou traktorovou soupravou. Zde je třeba klást požadavek, aby bylo možné couvání traktoru s vlekem po horských odvozních cestách.

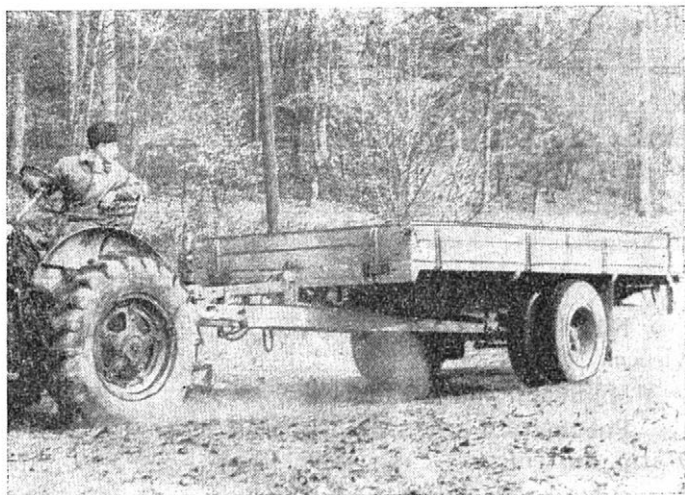
d) Vlek má být určen i k přepravě sypkého materiálu potřebného k údržbě tvrdých odvozních cest a k přepravě zeminy na pracovišti v případech velkého podélného přesunu. Zde se jeví opět požadavek, aby vlek mohl být při couvání dobře ovládán. Je potřebné, aby traktor s vlekem přicouval ke stroji, který těží a nakládá zeminu přímo v budovaném profilu cesty. Rovněž je nezbytný požadavek, aby se mohla sklopit plošina.

e) Při technologickém postupu stavby lesních cest bez přípravy pracoviště; kdy zpracovaná dřevní hmota zůstává na staveništi (zpracována „na hrubo“) je potřebné, aby i tato hmota mohla být odvezena vlečkou, která bude na staveništi k dispozici.

f) Pro okamžitou potřebu provozu je určen ke kolovému traktoru Z 35. Je ho možno použít nejen k přepravě Z 35 s radlicí, ale i k přesunu přibližovacích traktorů, které jsou velmi často přemístovány z jednoho pracoviště na druhé. Vlek bude velmi výhodný pro přepravu pohonných agregátů lanovek Lasso-Cabel, Wyssen a tříbubnových navijáků pro přibližování dřeva na Slovensku. Pro svou poměrně malou výšku bude výhodný k dopravě rovného dřeva a těžkých listnatých výřezů.

Popis a technická data

Všem výše uvedeným požadavkům bude vyhovovat jednoosý vlek s posunutou nápravou do jeho zadní poloviny. Přednosti tohoto vleku jsou tyto: posunutím nápravy do zadní poloviny se dostává těžiště nákladu i vlečky mezi její nápravu a zadní osu kolového traktoru. Část váhy přepravovaného nákladu se přenáší na zadní nápravu táhnoucího traktoru a zlepšuje tím jeho jízdní vlastnost. Zvětší se



1. Celkový pohled na jednoosý vlek.



2. Jednoosý vlek při přepravě rovnaného dřeva.

tažná síla a stoupavost traktoru. Konstrukce navrženého jednoosého vleku umožňuje sklopení plošiny, na kterou může traktor přímo najet nebo může na ní být nemobilní mechanismus vytažen přímo lanem navijáku kolového traktoru. Toto sklopení umožní a usnadní skládání sypkého materiálu, příp. i rovnaného dřeva. Couvání s jednoosým vlekem není zdaleka tak pracné jako s dvouosým, jejichž přední náprava je otočná. Malá výška plošiny od země má velmi příznivý vliv na stabilitu.

Nosnost vleku: 6 t, při dopravě mechanismu po odvozních cestách, při dopravě rovného dřeva a kulatiny je omezena na 5 t; je počítáno, že při této dopravě bude s vlekem zajížděno na užší lesní cesty, kde značně trpí krajní pneumatiky, vzhledem k poměrně velké šířce.

Maximální dovolené náklady při dopravě dřeva:

rovnaný sortiment: 12 plm jehličnatého,

12 plm listnatého.

V prvním případě je možno dopravované množství vzhledem k nevyužití nosnosti ještě zvýšit speciálními bočnicemi, doprava výřezů — maximální dovolená délka 8 m.

Dřevina	Čerstvé 40—60 % vody	Proschlé 15—20 % vody	Vyschlé 8—10 % vody
Jehličnaté	6,5 plm	8,0 plm	10,0 plm
Listnaté	5,0 plm	6,5 plm	8,0 plm

Náklady jsou omezeny předepsanou délkou výřezu a uložením nákladu na vleče.

Minimální poloměr otáčení 7 m.

Pneumatiky — dvojitá montáž 8,35-15, ČSN 631145 o nosnosti 2,5 tuny, při 7 atm. huštění.

Brzdy vzduchotlaké, čelistové.

Hlavní rozměry: Plošina, délka 4590 mm,

šířka 2310 mm,

celková délka pro odvoz mechanismů, rovného dřeva a žemin 6440 mm,

pro odvoz kulatiny (roztažené oje)

7590 mm.

Výška vleku 930 mm.

Nájezdový úhel při sklopení plošiny 22 %.

Váha vleku 22 q.

Vzdálenost nápravy od zadní části vleku 2000 mm.

Předepsané uložení nákladu

a) Při dopravě pásového traktoru Z 35

Zadní osa hnacího kola dopravovaného traktoru musí být přibližně 30 cm za nápravou vlečky. (Viz obr. 3). V tomto případě je průměr těžiště pásového traktoru vzdálen od nápravy vlečky 80 cm. Stojí-li souprava v rovině, přenáší se na zadní nápravu kolového traktoru váha 900 kg.

b) Při dopravě kulatiny.

Při dopravě výřezů o délce 6 m smí výřezy přecínat maximálně 45 centimetrů přes zadní okraj vleku. (Viz obr. 4).

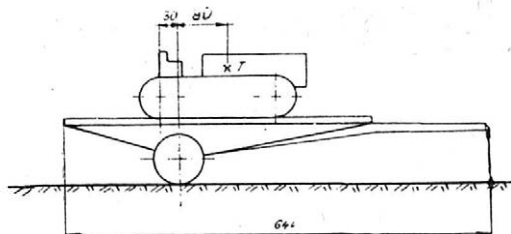
c) Při osmimetrových výřezech 150 cm (oj vleku je roztažena). (Viz obr. 5). V obou případech je průměr těžiště nákladu vzdálen od nápravy vlečky (směrem ke kolovému traktoru) 50 cm. Při délce výřezu 6 m se přenáší na zadní nápravu kolového traktoru váha 820 kg, při délkách 8 m 650 kg.

Vlek je vybaven dalším příslušenstvím:

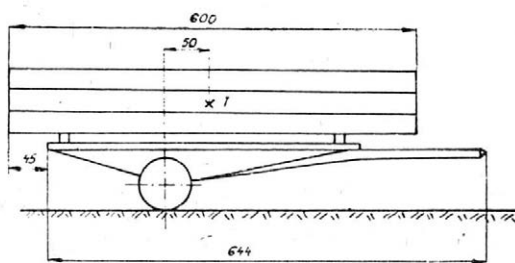
Pro dopravu kulatiny má klanice, které lze otvírat z protilehlé strany. Montují se přímo na plošinu vlečky. K navalování kulatiny na vlek slouží oddělovatelný výložník, který je možno přidělat na obě strany; pro dopravu sypkých hmot je vlečka vybavena bočnicemi.

Popis:

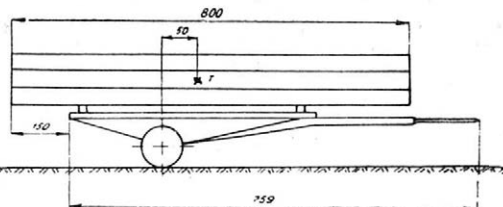
Na nápravě vlečky jsou pevně uchyceny trojúhelníkové vylehčené nosníky, příčně vyztužené dvěma příčkami. Všechny nosníky jsou I profilu — svařované a tvoří nosnou část



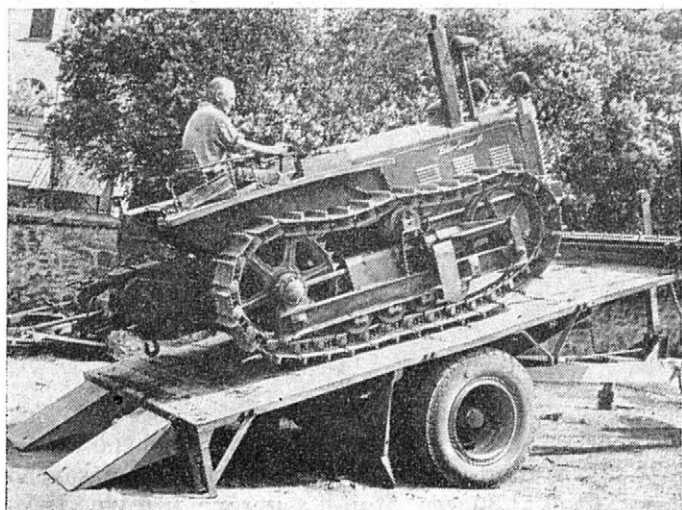
3.



4.

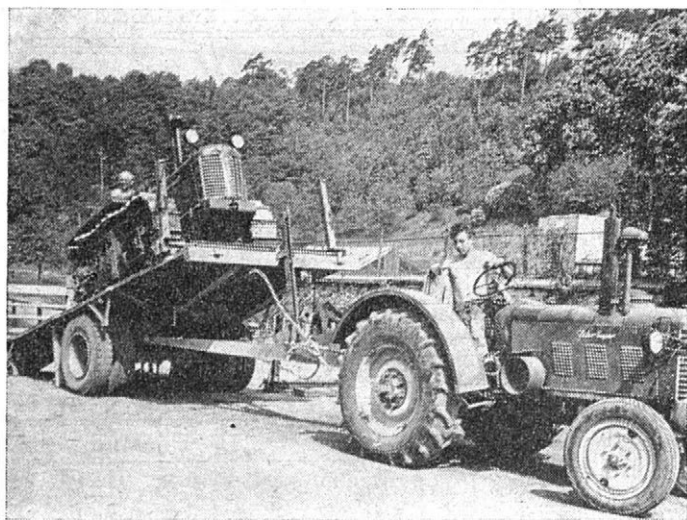


5.



6. Najíždění traktoru Z-35
P na jednoosý vlek.

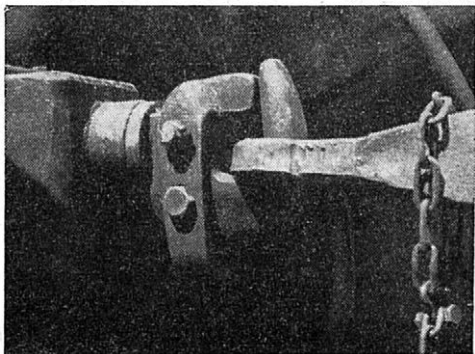
celého vleku, na kterém je uchycen rám plošiny. Plošina je zhotovena z bukových fošen. Vzadu jsou k rámu připevněny dvě opěrné patky, které dosedají při sklopení plošiny na zem. Vedle nich jsou otočně uchyceny najížděcí klíny, které se při vlastní dopravě sklopí pod plošinu. Mezi příčnými nosníky je uchycen vzduchojem brzd a zařízení k ručnímu brzdění vleku. Těsně před koly jsou na rámu plošiny přivařeny vyztužovací ramena výložníku. Dvě nosná ramena oje jsou kloubovitě uchycena na hlavních nosnících těsně před nápravami. Tato ramena U profilu přecházejí do vyztuženého čtvercovitého profilu, ve kterém je posuvně uložena prodlužovací oj. Vysouvací část je pojištěna silným čepem. Oj je zakončena silným okem, zapadajícím do axiálního závěsu vlečky, který je uchycen na navijákové mezidesce šesti šrouby. Axiální závěs je zkonstruován speciálně pro jednoosý vlek. Pod vyztuženou částí oje je uchycen sklápěcí stojan se zvedacím šroubem a klikou, sloužící k nadzvednutí celého vleku při jeho odepínání od traktoru. Mezi rameny oje je na příčce uchycena směrová kladka, přes kterou je vedeno



7. Plošina je sklápěna navijákem traktoru.

tažné lano navijáku kolového traktoru ke zvedacímu nosníku. Nosník je otočně uchycen v sedle přivařeném rovněž na oji. Na obou koncích jsou v nosníku zabudované menší kladky, kterými je lano vedeno k oku přivařenému na rámu plošiny. V dopravní poloze je plošina přichycena čepem k sedlu zvedacího nosníku. Plošina je sklápěna tahem navijáku. Při nakládání pásového traktoru vyhodí řidič rychlost navijáku a zabrzdí ho. Traktor vyjede po najížděcích klínech na plošinu vleku tak, aby jeho těžiště bylo za jeho nápravou. Řidič kolového traktoru pak spustí buď na brzdě nebo zpátečkou navijáku plošinu i s traktoem do dopravní polohy. Plošina se zajistí v sedle a traktor popojede do předepsané polohy.

Jsou-li nakládána břemena, která musí být vytažena na plošinu, pak se plošina sklopí, v této poloze se zajistí čepem se zvedacím nosníkem a tažné lano navijáku se vyvede přímo od horní kladky k břemenu, které může být přímo nebo pomocí volné kladky vytaženo na plošinu. Břemena se spouštějí podobně jako u pásového traktoru.



2. Speciální axiální závěs vleku.

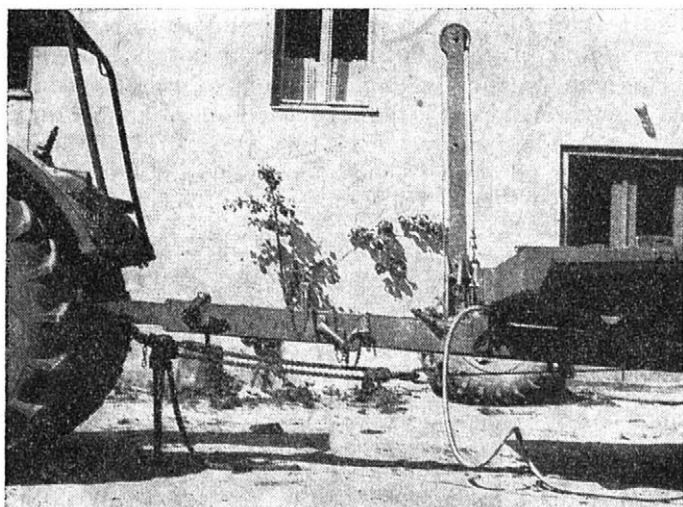
Matematická zdůvodnění volby vleku

Jak již bylo řečeno v úvodní části, je při přepravě mechanismu do porostu kladen hlavní důraz na jízdní vlastnosti navržené soupravy.

V dalších výpočtech podrobíme početnímu rozboru všechny síly a jejich složky, které působí na jedoucí soupravu do svahu a teoreticky odvodíme sklon, při kterém dojde k prokluzu traktoru. Souběžně s tímto výpočtem provedeme rozbor souprav s dvousým vlekem vezoucím tentýž náklad. Porovnávací výpočet je stanoven za předpokladu, že váha obou vleků bude stejná.



9. Traktor Z 35 P s radlicí při přepravě.



10. Zvedání plošiny je možné i Brano-zvedákem bez navijáku.

Výpočet síly přenášené na zadní nápravu kolového traktoru:

Traktor je na vlečce postaven tak, že osa zadního kola je 30 cm za nápravou vleku. Jsou známy tyto veličiny:

Q = váha traktoru s radlicí a navijákem, = 5700 kg,

Q_1 = váha vleku = 2200 kg,

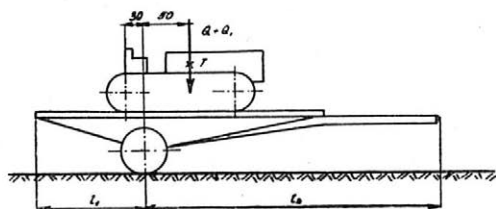
l_1 = 200 cm,

l_2 = 259 cm.

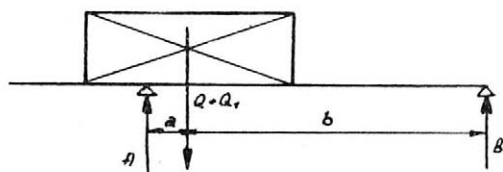
Poloha těžiště pásového traktoru Z 35 s radlicí je známa.

Vzdálenost těžiště od zadní osy traktoru = 80 cm,

Výška těžiště 59 cm.



11.



12.

Údaje jsou převzaty ze Zprávy o mezinárodních zkouškách tohoto traktoru podle metodiky FAO.

Statically jde o nosník na dvou podporách, zatížený osamělým břemenem. Těžiště vleku je rovněž vzdáleno od nápravy 50 cm (Viz obr. 12).

Výpočet reakcí A, B, podle momentové rovnice

$$A(a + b) - (Q + Q_1) \cdot b = 0,$$

$$A = \frac{(Q + Q_1) \cdot b}{a + b}$$

Dosažením potřebných hodnot obdržíme

$$A = 7000 \text{ kg,}$$

$$B = (Q + Q_1) - A = 900 \text{ kg.}$$

Reakce B zatěžuje zadní nápravu traktoru a má přímý vliv na jeho jízdní vlastnosti; reakce A působí na zadní nápravu vleku.

Při jízdě vleku do svahu:

Se zvětšujícím se stoupáním přibližuje se výslednice váhy břemene a vlečky, která je vždy kolmá k terénu k ose vlečky. Vzdálenost a' se zmenšuje, c' se zvětšuje. Vlivem změny velikosti těchto ramen se mění i velikost jednotlivých reakcí A a B s. Prvá reakce se zvětšuje, druhá se zmenšuje. (Viz obr. 13.)

K výpočtu je zapotřebí znát velikost ramene a' a b' při jednotlivých stoupáních. Reakce A s prochází osou nápravy.

Z trojúhelníku 1, 2, T: (zůstává stále stejný)

s = vzdálenost těžiště traktoru od zadní osy vleku,

e = výška těžiště + výška plošiny + mezera + poloměr kol = 110 cm.

$$z = \sqrt{e^2 + s^2} = 1,21 \text{ m.}$$

$$\sin \delta = \frac{s}{z} = 0,413 \text{ m}$$

$$\delta = 24^\circ 24'$$

$$\gamma = 180 - (90 + \delta)$$

$$\gamma = 65^\circ 36'$$

$$\beta = 90 - (\gamma + \alpha)$$

Ze zvětšujícím se stoupáním terénu bude se zmenšovat úhel.

Bude-li procházet výslednice váhy břemena a vlečky osou jeho nápravy, bude $\beta = 0$, rovněž reakce $B_s = 0$.

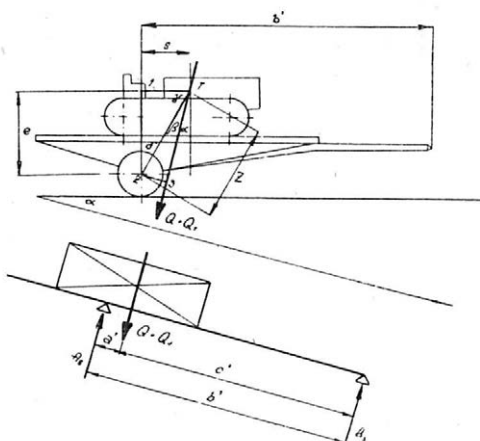
Z trojúhelníku T, 2, 3 je možno vypočítat měnící se rameno a' .

$$a' = z \cdot \sin.$$

Vzdálenost $b' = b \cdot \cos.$

Z níže uvedené tabulky je zřejmý pokles úhlu β a růst vzdálenosti a' b' se zvětšujícím se úhlem sklonu terénu.

%	$\beta = 90 - (\gamma + \alpha)$	$a' = z \cdot \sin$	$b' = b \cdot \cos$
5	$21^\circ 33'$	0,444 m	4,391 m
10	$18^\circ 42'$	0,387 m	4,378 m
15	$15^\circ 53'$	0,331 m	4,347 m
20	$13^\circ 06'$	0,274 m	4,312 m
25	$10^\circ 03'$	0,211 m	4,262 m
30	$7^\circ 42'$	0,162 m	4,214 m
35	$5^\circ 07'$	0,107 m	4,153 m
40	$2^\circ 36'$	0,054 m	4,084 m
45	0	0	4,000 m



13.

Při daných sklonech terénu platí momentová rovnice obdobně jako v rovině.

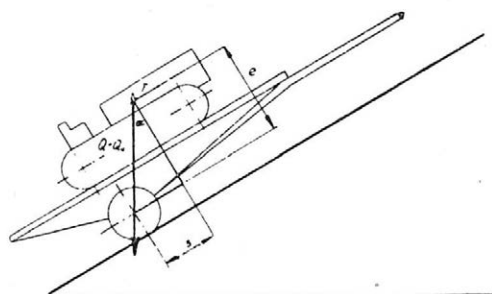
$$(Q + Q_1) \cdot a' - B_s \cdot b' = 0$$

$$\text{z toho } B_s = \frac{(Q + Q_1) \cdot a'}{b'}$$

$$A_s = (Q + Q_1) - B_s$$

se stoupajícím úhlem klesá reakce B_s .

%	B_s (kg)	A_s (kg)
5	800	7100
10	700	7200
15	600	7300
20	500	7400
25	391	7509
30	304	7596
35	203	7697
40	106	7794
45	—	7900



14.

Rovná-li se $\alpha = 45^\circ$, bude vlečka v poloze podle obrázku 14.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{e} = \frac{500}{1100} = 0,454$$

$$\alpha = 45^\circ$$

V případě, že by α byl větší než 45° , dostala by se výslednice $Q + Q_1$ za nápravu vleku, takže reakce B_s by změnila smysl, došlo by k nežádoucím nadzvedávání zadní nápravy kolového traktoru. Úhel $\alpha = 45^\circ$ je tedy teoreticky úhel stoupání terénu, do kterého by směla vlečka vyjet. Prakticky je omezen adhezí traktoru.

Výpočet síly potřebné k pohybu vleku bude stanoven pro suchou uježděnou zemní cestu se součinitelem válení $f = 0,04$.

$$\text{Potřebná síla v rovině } P_h = A \cdot f = 280 \text{ kg.}$$

Potřebná síla při sklonu terénu v úhlu α . (Viz obr. 15).

Pohybuje-li se vlečka do svahu, rozkládají se reakce A_s a B_s na sinové gravitační složky a složky kolmé k terénu cosinové. Cosinová složka reakce B_s se přenáší na traktor. Sinovou složku této síly musíme započítat do síly P_h .

$$P_h = A_s \cdot \cos \alpha \cdot f + A_s \cdot \sin \alpha + B_s \cdot \sin \alpha$$

Síla P_h roste se zvětšujícím se stoupáním.

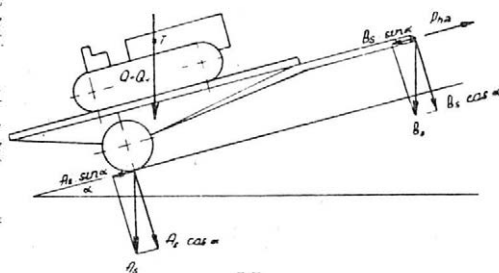
Dvouosá vlečka — rovina:

$$P_h = (Q + Q_1) \cdot f \quad Q + Q_1 = 7900 \text{ kg}$$

$$P_h = 316 \text{ kg}$$

Dvouosá vlečka při jízdě do svahu:

$$P_h = (Q + Q_1) \cdot \cos \alpha \cdot f + (Q + Q_1) \cdot \sin \alpha$$



15.

%	P_h (kg)
5	672
10	1069
15	1458
20	1836
25	2247
30	2558
35	2861
40	3525

I zde potřebná tažná síla roste se stoupáním a je větší než u jednoosého vleku. Protože jde o teoretické zdůvodnění použitého typu vlečky, zanedbáváme v obou případech tření v nápravách.

%	P_h (kg)
5	705
10	1098
15	1481
20	1856
25	2263
30	2569
35	2906
40	3529

Tlaky na přední a zadní nápravu kolového traktoru

Na kolový traktor pohybující se v rovině, působí vertikální síly vyvolující tlak na přední a zadní nápravu. (Viz obr. 16.)

Q = váha traktoru Z 35 = 2860 kg.

Q_k = váha přidavného závaží na zadní nápravě = 800 kg.

B_s = síla přenášená z jednoosého vleku, v rovině = 900 kg, bude připočtena k vypočítané reakci A.

Poloha těžiště traktoru je známa.

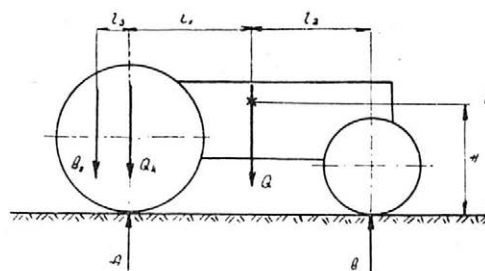
$$l_1 = 66,5 \text{ cm},$$

$$l_2 = 153,1 \text{ cm},$$

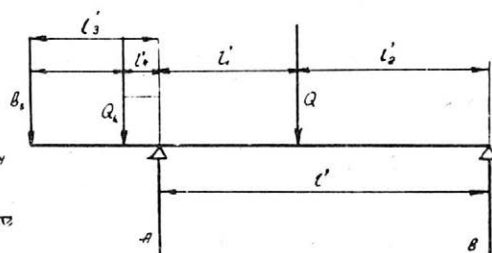
$$H = 890 \text{ mm}.$$

l_3 = vzdálenost axiálního závěsu od průměru osy hnané nápravy traktoru = 40 cm.

Staticky jde opět o nosník na dvou podporách, zatížený dvěma silami, z nichž jedna je převislá. (Viz obr. 17.)



16.



17.

Sestavená momentová rovnice vzhledem k reakci A zní:

$$Q \cdot l_1 - B(l_1 + l_2) - B_s \cdot l_3 = 0$$

$$B = \frac{Q \cdot l_1 - B_s \cdot l_3}{l_1 + l_2}$$

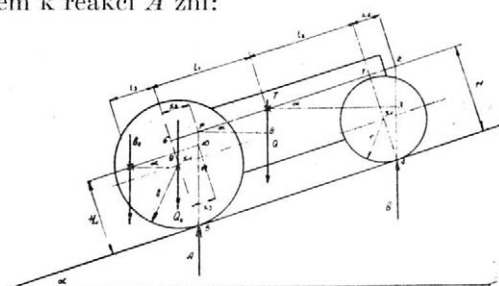
vyčísleno $B = 704 \text{ kg}$

$$A = (B_s + Q) - B$$

$$A = 3056 \text{ kg}.$$

Traktor ve svahu. (Viz obr. 18.)

Reakce A B při určitých spádech terénu se vypočítají obdobně jako v rovině momentovou rovnicí. Se zvětšujícím se stoupáním klesá velikost rozměrů l_1 , l_2 a l_3 do průmětu roviny. Síla Q_k (zátěž na zadních kolech), která v rovině působila kolmo na reakci A, se ve svahu vychyluje za nápravu traktoru o rozměr l'_4 . Působíště



18.

této síly je v ose zadní nápravy. Pro jednotlivé spády je třeba vypočítat měnicí se rozměry.

Potřebné známé hodnoty k dalšímu výpočtu:

H = výška těžiště kolového traktoru = 890 mm,

H_1 = výška axiálního závěsu = 770 mm,

r = poloměr předního kola = 384 mm,

R = poloměr zadního kola = 649 mm.

Určen rozměru l'_2 :

$$\operatorname{tga} = \frac{x_1}{r}; \quad \text{z toho } x_1 = r \cdot \operatorname{tg}$$

Úměrou z trojúhelníku 1, 2, 4

$$r : x_1 = H : x_2; \quad \text{z toho } x_2 = \frac{x_1 \cdot H}{r}$$

z trojúhelníku T 2, 3

$$\cos \alpha = \frac{l'_2}{(l_2 + x_2)}$$

$$l'_2 = (l_2 + x_2 \cdot \cos \alpha)$$

Výpočet rozměru l'_1

$$\operatorname{tga} = \frac{X_1}{R} \quad X_1 = R \cdot \operatorname{tga}$$

Úměrou z trojúhelníku 5, 6, 7

$$R : X_1 = H : X_2 \quad X_2 = \frac{X_1 \cdot H}{R}$$

z trojúhelníku 7 T 8

$$\cos \alpha = \frac{l'_1}{(l_1 - X_2)}$$

$$l'_1 = (l_1 - X_2) \cdot \cos \alpha$$

Určení rozměru l'_3

$$X_1 = R \cdot \operatorname{tga}$$

Z trojúhelníku 5, 9, 10

$$R : X_1 = H_1 : X_3; \quad \text{z toho } X_3 = \frac{X_1 \cdot H_1}{R}$$

Z trojúhelníku 7, 11, 12

$$\cos \alpha = \frac{l'_3}{(l_3 + X_3)}$$

$$l'_3 = (l_3 + X_3) \cdot \cos \alpha$$

Rozměr l'_4

$$\cos \alpha = \frac{l'_4}{X_1}$$

$$l'_4 = X_1 \cdot \cos \alpha$$

Rozměry l'_1 , l'_2 , l'_3 a l'_4 bylo počteně vyčíslit pro všechna stoupání odstupňovaná po 5 % od 0 do 45 %.

Jsou-li tyto rozměry známy, je možno sestavit momentovou rovnici a podle ní vyčíslit pro jednotlivá stoupání hodnoty tlaku na přední a zadní nápravu. (Viz obr. 19).

$$A \cdot l' - Q \cdot l'_2 - Q_k \cdot (l' + l'_4) - B_s \cdot (l' + l'_3) = 0$$

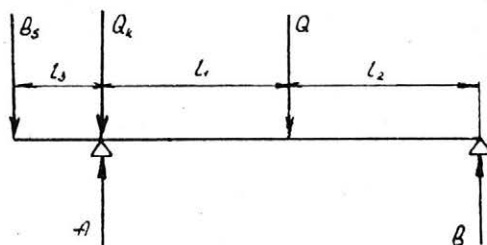
$$\text{z toho } A = \frac{Q \cdot l'_2 + Q \cdot (l' + l'_4) + B_s \cdot (l' + l'_3)}{l'}$$

Do rovnice je zapotřebí dosazovat dříve vypočítanou měnící se sílu B_s .

$$B = (Q + Q_k + B_s) - A$$

Vypočtené reakce:

%	A (kg)	B (kg)
5	3820	640
10	3770	590
15	3742	518
20	3700	460
25	3640	411
30	3590	374
35	3550	313

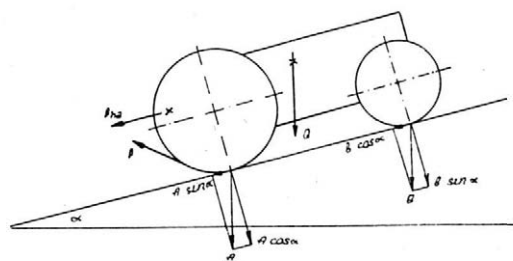


19.

Tlak na přední nápravu (reakce B) se zvětšujícím se stoupáním klesá. Příčinuje se o to jednak stále se zvětšující záporný moment síly Q_k a záporný moment síly B_s , jehož rameno se zvětšuje, hodnota síly však klesá. Prakticky se snaží oba dva tyto momenty přední nápravu nadzvedávat. Na pokles reakce B má vliv i zmenšující se rameno l'_1 , váhy traktoru Q . Reakce A poklesla do stoupání 35 % o 270 kg. Příčinou tohoto poklesu je zmenšující se síla B_s .

Výpočet síly na obvodu hnacího kola traktoru potřebné k pohybu celé soupravy. (Viz obr. 20.)

Při jízdě traktoru do svahu rozkládají se vypočtené reakce A , B na sinovou a cosinovou složku. Se zvětšujícím se stoupáním sinová gravitační složka roste, cosinová klesá. Pohybuje-li se souprava (traktor + jednoosý vlek) do svahu, je zapotřebí, aby byla na obvodu hnacího kola traktoru vyvinuta síla:



20.

$$P = P_h + A \cdot \sin \alpha + B \cdot \sin \alpha + A \cdot \cos \alpha \cdot f + B \cdot \cos \alpha \cdot f$$

Má-li se souprava pohybovat, musí tedy obvodová síla na hnacím kole traktoru přemoci sílu na háku, gravitační složku váhy celého traktoru a valivý odpor všech kol.

Pro jednotlivá stoupání bylo třeba počteně vyčíslit gravitační složku a valivé odpory obou náprav. Do vzorce byly dosazovány měnící se síly na závěsu traktoru při jednotlivých stoupáních.

%	P (kg)
5	1068
10	1674
15	2236
20	2813
25	3405
30	3846
35	4281

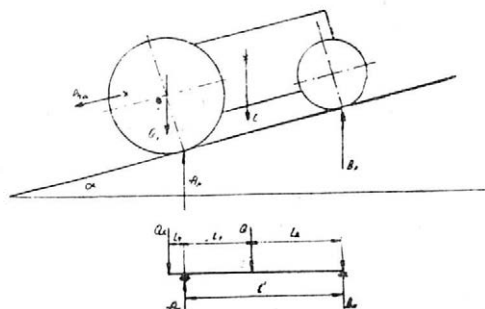
Pohyb traktorové soupravy v terénu závisí na adhezi, která vznikla mezi náhonovými koly a podloží. Velikost této adheze je dána kolmou složkou tlaku na hnací nápravu traktoru a součinitelem adheze, který je určen pro jednotlivá podloží. V našem případě $f_1 = 0.7$ pro suchou, uježděnou zemní cestu.

Pro soupravu s jednoosým vlekem je tato adheze dána:

$$T = A \cdot \cos \alpha \cdot f_1.$$

Velikost tlaku na zadní nápravu se se stoupáním mění, bude se tedy měnit i velikost adheze.

%	T (kg)
5	2670
10	2625
15	2590
20	2539
25	2471
30	2406
35	2345



21.

V případě dvoukolového vleku, kdy není přenášena žádná síla na zadní nápravu traktoru, je třeba vypočítat reakci A_n a její cosinovou složku násobit f_1 . (Viz obr. 21.)

$$A = l' - Q \cdot l_2' - Q_k \cdot (l' + l_4') = 0$$

$$A = \frac{Q \cdot l_2 + Q_k \cdot (l' + l_4)}{l'}$$

$$T_n = A_n \cdot \cos \alpha \cdot f_1$$

%	A_n (kg)	B_n (kg)	T_n (kg)
5	2860	800	1997
10	2900	760	2019
15	3000	660	2074
20	3080	580	2112
25	3140	520	2131
30	3200	400	2143
35	3290	370	2171

Stanovení stoupavosti traktorové soupravy Z 35 s jednoosým a dvouosým vlekem vezoucím pásový traktor Z 35 P

Za maximální hranici stoupavosti soupravy budeme považovat sklon terénu, při kterém dojde k prokluzu náhonových kol táhnoucího traktoru.

Traktorová souprava se může pohybovat v příslušném spádě, je-li obvodová síla potřebná k pohybu celé soupravy menší než adheze vyvozená v tomtéž spádu

kolmou složkou tlaku zadní nápravy k terénu a součinitelem adheze daného podloží.

Pro jednoosý vlek

$$T = A \cdot \cos \alpha \cdot f_1 > P = P_h + A \cdot \sin \alpha + B \cdot \sin \alpha + A \cdot \cos \alpha \cdot f + B \cdot \cos \alpha \cdot f.$$

Pro dvouosý vlek

$$T_n = A_n \cdot \cos \alpha \cdot f_1 > P = P_h + A \cdot \sin \alpha + B \cdot \sin \alpha + A \cdot \cos \alpha \cdot f + B \cdot \cos \alpha \cdot f.$$

Síla potřebná k pohybu jednoosého i dvouosého vleku je za předpokladu stejné váhy nákladu i vleček, opomeneme-li stejné tření v nápravách.

K prokluzu tažného traktoru dojde, je-li:

$$\text{jednoosý vlek } T \leq P$$

$$\text{dvouosý vlek } T_n \leq P$$

Stoupavost obou náprav zjistíme z obr. 22, na kterém jsou vyneseny adheze traktoru s jednoosým a dvouosým vlekem v kg a potřebná obvodová síla na kolech hnací nápravy, která je pro obě soupravy stejná a závisí na stoupání terénu.

Průsečíky adhezních křivek s křivkou potřebné hnací síly na obvodu kola udává na ose x maximální stoupavost jednotlivých souprav.

Maximální stoupavost dvouosého vleku 13 %.

Maximální stoupavost jednoosého vleku 17,5 %.

Doprava kulatiny:

Obdobný výpočet byl stanoven pro dopravu výřezů o délce 6 a 8 m, uložených podle předpisu. Maximální váha břemena byla vzata v obou případech 5000 kg. Při 8 m délkách bylo počítáno s roztažným ojem na maximální délku. Vzdálenost těžiště obou nákladů od průmětu nápravy jednoosého vleku — 50 cm. Součinitel valivého tření adheze hnacích kol byl rovněž vzat pro suchou uježděnou cestu.

Výsledkem praxečního výpočtu je obr. 23, na kterémžto grafu přímo odečteme stoupavost souprav s náklady o délce výřezu 6 a 8 m pro jednoosý i dvouosý vlek.

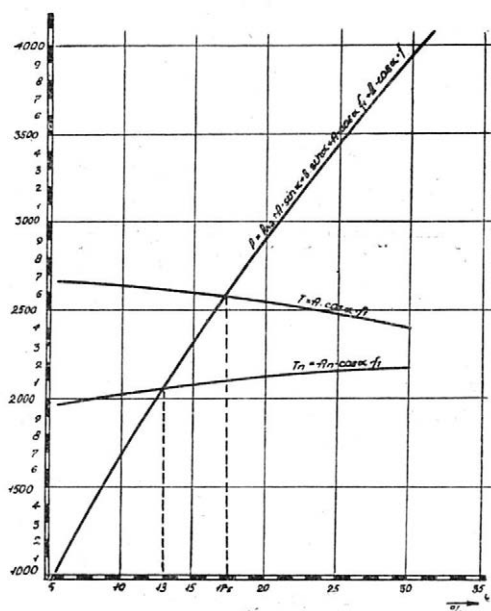
Maximální stoupavost dvouosého vleku

pro délku 6 i 8 m 15 %.

Maximální stoupavost jednoosého vleku

pro délku 6 m 18,75 %.

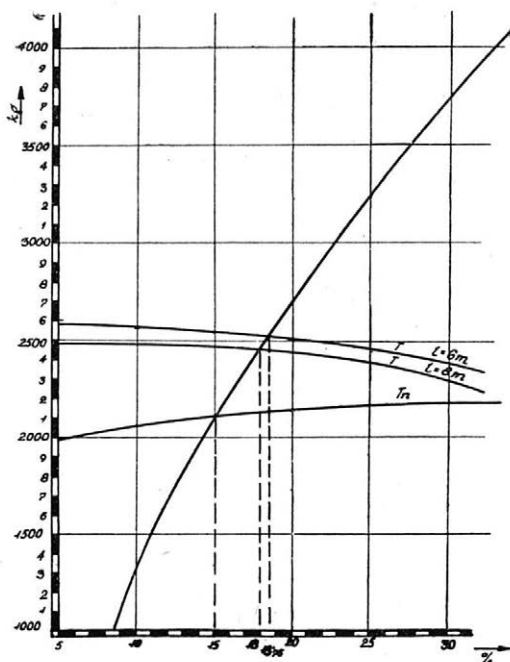
pro délku 8 m 18 %.



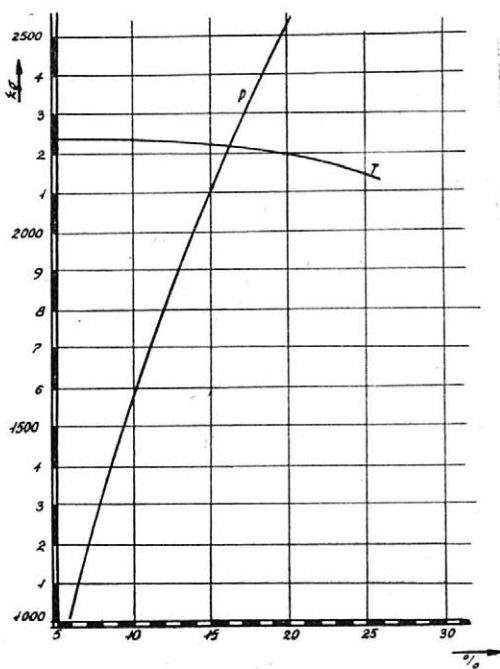
22.

Při dopravě 8 m výřezů s roztaženým ojem se zmenší síly B_s na zadní nápravu úměrně zvětšení délky mezi hnanou nápravou a nápravou vleku. Zmenšuje se tlak na hnanou nápravu a tím i adheze, což se odráží ve zmenšení stoupavosti celé soupravy o 0,75 %.

Obdobně jako u předešlého grafu adhezní křivky jednoosého vleku s přibývajícím stoupáním klesají a přenášený tlak z vleku na zadní nápravu se zmenšuje.



23.



24.

U dvouosého vleku adhezní křivky stoupají. Váha traktoru se postupně přenáší na zadní nápravu. Úhel, při kterém by došlo k nadzvedávání zadní hnané nápravy kolového traktoru vahou nákladu naloženého na vleku, byl i zde vypočten pro oba dva případy 45 %.

Doprava rovnaného dřeva.

Posledním výpočtem byla maximální stoupavost jednoosého vleku naloženého rovnoměrně po celé plošině listnatým rovným dřevem.

Q = při plně naloženém vleku 12 prm, tj. 5227 kg.

Adhezní podmínky i součinitel valivého tření je tentýž jako v předešlých případech.

Vzdálenost těžiště nákladu od průmětu nápravy vleku = 29,5 cm.

Maximální stoupavost jednoosého vleku 16 %.

Maximální úhel při kterém $B_s = 0,27$ %.

Nízké hodnoty úhlu jsou zdůvodněny malou vzdáleností těžiště rovnoměrně rozloženého nákladu od průmětu nápravy vleku. Bude proto nutné při dopravě rovnaných sortimentů překládat přední část vleku a tím zvýšit hodnoty uvedených úhlů.

Z teoreticky vypočtených maximálních stoupavostí je zřejmé, že stoupavost soupravy traktoru Z 35 s jednoosým vlekem je za daných podmínek o 3 až 4,5 %

lepší než u dvouosých vleků. Bohužel jsme neměli možnost pro nedostatek potřebné měřicí aparatury výpočty prakticky překontrolovat. Při provozních zkouškách v r. 1958 byly potvrzeny všechny uvedené funkční předpokládané výhody. Vlek byl zkoušen při přepravě pásového traktoru Z 35 P na tratích Křtiny—Červenohorské sedlo a zpět a Křtiny—Přerov—Ostravice. Při dopravě kulatiny rovnáného dřeva byl zkoušen u LZ Javorník, LZ Ostravice, u Fakultního lesního závodu v Brně. Celkem odvezl asi 1000 *plm* dřeva.

Nevýhodou navržené soupravy je poměrně velká šířka, která nedovoluje pohyb po užších cestách. Menší poloměry pneumatik zvětšují za jízdy, hlavně v mokřem terénu, valivé odpory. Vzdálenost axiálního závěsu na kolovém traktoru od průmětu jeho hnací osy 40 cm způsobuje nežádoucí odlehčování přední nápravy. Toto odlehčení je však v mezích předepsaného tlaku na přední nápravu, takže řiditelnost soupravy ve všech uvedených případech není ohrožena. Za ideální by bylo možno považovat uchycení tohoto závěsu nad nebo pod osou hnané nápravy kolového traktoru. To však není u Z 35 možné z konstrukčních důvodů.

Přes uvedené nevýhody, které nebylo možno z konstrukčních důvodů odstranit, se stane popsany jednoosý vlek nepostradatelným pomocníkem závodní dopravy našich podniků.

Souhrn

Výzkumným problémem 90 07d je v současné době řešena u VS Křtiny soustava strojů pro údržbu a budování sekundární sítě lesních cest. Význam sekundární sítě lesních cest pro lesní hospodářství neobyčejně stoupl při zavádění jemných způsobů hospodaření společně s novou technikou. Soustava strojů je navržena tak, aby jejími základními mechanizačními prostředky se staly stroje, které bude provoz v nejbližších letech používat při přibližování. Jde o kolový traktor Z 50 s náhonem na 4 kola a pásový traktor 60—70 HP. Problém stavby a údržby měkkých cest je řešen nejen z hlediska okamžité potřeby provozu, ale i výhledově. Prvním krokem, kterým je řešena okamžitá potřeba provozu, je dozerská radlice na traktoru Z 35 P, která je určena jako adaptér sloužící k úpravě přibližovacích linek a k údržbě, popř. rozšíření stávajících zemních cest. Dalším mechanismem této soustavy, který dostává lesní provoz, je jednoosý vlek, jehož výzkum a vývoj byl dokončen roku 1958.

Jednoosý vlek má sloužit provozu pro tyto práce:

a) Je určen k přepravě pásového traktoru Z 35 P s navijákem a radlicí, popř. i jiných těžkých stacionárních i pásových mechanismů (kompresorů, srovnávačů, lanovek Lasso—Cabel a Wyssen), které je zapotřebí dopravovat co nejdále do terénu, a to nejen po cestách tvrdých, ale i měkkých, pokud jsou určeny k odvozu za příznivého počasí.

b) Přeprava se děje druhým základním prostředkem navržené mechan. jednotky pro výstavbu sekundární sítě lesního provozu traktorem Z 50.

c) Sklápěcím jednoosým vlekem je dána možnost nakládání všech mechanismů přímo z roviny, na které stojí celá souprava. Touto možností je odstraněna pracná, mnohdy i zdoluhavá a nebezpečná operace nakládání těžkých mechanismů z přírodních nebo jiných ramp. Tato přednost vleku vynikne obzvláště tehdy, je-li mechanismus určen k přepravě v nepojízdném stavu.

d) Vlek je určen i k přepravě sypkého materiálu, potřebného k údržbě tvrdých odvozních cest a k přepravě zeminy v případech velkého podélného přesunu. Zde se jeví výhodné sklopení plošiny a možnost dobrého couvání celé soupravy.

с) При stavbě cesty bez přípravy pracoviště je možno jednoosým vlekem dopravovat kulatinu do maximální délky 8 m.

Jednoosý vlek má nápravu posunutou do zadní poloviny. Tímto opatřením se dostává těžiště vleku i nákladu mezi její nápravu a zadní osu kol. Část váhy přepravovaného nákladu je tím přenášena na zadní nápravu táhnoucího traktoru a zlepšuje jeho jízdní vlastnosti. Tažná síla a stoupavost soupravy se zvětšuje. Jednoosý vlek umožňuje sklopení plošiny pomocí navijáku kolového traktoru a tím i najíždění, popř. i vytažení nemobilních mechanismů na plošinu.

V článku je uvedeno matematické zdůvodnění vleku, které sloužilo jako podklad k specifikaci. Výsledkem tohoto zdůvodnění jsou grafy vypracované pro přepravu traktoru Z 35 P kulatiny a rovného dřeva, na kterých jsou vyneseny jednak adhezni křivky soupravy traktoru Z—35 s jednoosým a dvouosým vlekem a křivka potřebné síly na obvodu hnacího kola, potřebná k pohybu celé soupravy v určitém stoupání. Průsečíky těchto křivek nám udávají zvětšenou stoupavost soupravy s jednoosým vlekem proti soupravě s dvouosým vlekem.

L i t e r a t u r a

1. E. D. L v o v : Teorie traktoru. — 2. Inž. Je č m í n ě k : Statika a mechanika. — 3. Závěrečná zpráva traktoru Z 35 P. — 4. Závěrečná zpráva traktoru Z 35. — 5. Zpráva o mezinárodních zkouškách traktorů Z 35 a Z 35 P.

Одноосный прицеп в системе машин для строительства и ухода за лесными дорогами и для транспорта древесины

В настоящее время в порядке научно-исследовательской проблемы 90 07 г опытной станцией Кржтины решается система машин для технического ухода и строительства вторичной сети лесных дорог. Значение вторичной сети лесных дорог для лесного хозяйства необыкновенно повысилось при внедрении точных способов ведения хозяйства вместе с новой техникой. Система предложена так, чтобы ее основными средствами механизации стали машины, которые будут в ближайшие годы применяться при трелевке. Речь идет о колесном тракторе Зет 50 с приводом на 4 колеса и гусеничном тракторе в 60—70 л. с. Проблема строительства мягких дорог и технического ухода за ними решается не только с точки зрения срочной потребности эксплуатации, но и с точки зрения перспективной. Первым шагом, решающим срочную потребность эксплуатации, является бульдозерный отвал на тракторе Зет 35 П, который предназначен как приспособление, служащее для устройства трелевочных линий и для технического ухода, или расширения существующих наземных дорог. Дальнейшим механизмом этой системы, который получит лесозащита, является одноосный прицеп, исследование и конструкция которого были закончены в 1958 году.

Одноосный прицеп должен служить в лесозащите для следующих работ:

а) предназначен для транспортировки гусеничного трактора Зет 35 П с лебедкой и отвалом, или для других тяжелых стационарных и гусеничных механизмов (компрессоров, грейдеров, подвесных дорог Лассо-Кабел и Выссен), которые необходимо транспортировать на далекие расстояния, а именно не только по твердым дорогам, но и по мягким, поскольку они предназначены для перевозки при благоприятной погоде;

б) транспортировка проводится с помощью другого основного средства, предлагаемой механической единицы для строительства вторичной сети лесозаготовки, трактором Зет 50;

в) самосвалный одноосный прицеп дает возможность нагружать все механизмы непосредственно с равнинной площадки, на которой стоит вся система. Эта возможность устраняет трудоемкую, нередко и продолжительную и опасную операцию погрузки тяжелых механизмов с естественных или иных рампы. Такое преимущество прицепа сказывается особенно явно в случае, когда механизм предназначенный для транспорта неспособен к движению на собственном ходу;

г) прицеп предназначен и для транспортировки сыпучего материала, необходимого при техническом уходе за твердыми трелевочными дорогами и для транспортировки грунта в случае большого продольного перемещения. Здесь очень выгодной является откидная платформа и обеспечивается возможность обратного хода всего агрегата;

д) при строительстве дорог без подготовки рабочего места с помощью одноосного прицепа транспортировать также кругляк с максимальной длиной 8 м.

Ось одноосного прицепа подвинута на заднюю половину. Выходит, что центр тяжести прицепа и груза находится между его осью и задней осью колес трактора. Часть веса транспортированного груза, таким образом, переносится на заднюю ось трактора-тягача и тем самым улучшает его транспортные качества. Тяговое усилие и максимальный угол подъема агрегата повышаются. Одноосный прицеп дает возможность опускать платформу при помощи лебедки колесного трактора, а тем самым осуществлять притягивание или подъем стационарных механизмов на платформу.

В статье приведено математическое обоснование прицепа, которое служило основой для спецификации. Результатом этого обоснования являются графики, разработанные для транспортировки трактором Зет 35 П кругляка и коротя, на которых показаны как кривая сцепления агрегата, так и кривая необходимой силы на окружности ведущего колеса, необходимая для движения всего агрегата с определенным углом подъема. Точки пересечения этих кривых дают нам увеличенный угол подъема агрегата с одноосным прицепом по сравнению с агрегатом с двухосным прицепом.

Der Einachsanhänger in der Zusammenstellung von Maschinen für den Bau und die Instandsetzung der Waldwege und für den Holztransport

In der Forschungsstation Křtiny ist heute als Forschungsproblem Nr. 90 07 d die Frage der Zusammenstellung von Maschinen für Instandsetzung und Bau des Sekundärnetzes der Waldwege gelöst. Die Bedeutung des Sekundärnetzes der Waldwege für die Forstwirtschaft stieg ungewöhnlich bei der Einführung feinerer Wirtschaftsmethoden und neuer Technik in den Wald. Die Zusammenstellung von Maschinen ist auf die Weise vorgeschlagen, daß ihre mechanische Grundmittel diejenigen Maschinen bilden, welche der forstliche Betrieb in den nächsten Jahren als Holzbringungsmittel benutzen wird. Es handelt sich um den Radschlepper Z 35 unifizierter Reihe mit Antrieb auf vier Räder und um den Raupenschlepper 60 bis 70 PS. Das Problem des Waldwegebaues und der Instandsetzung wird nicht nur vom Standpunkt eines sofortigen Betriebsbedarfes, sondern auch aussichtsweise gelöst. Der erste Schritt, mit welchem der sofortige Betriebsbedarf gelöst wird, ist die Dozerschar auf dem Traktor Z 35 P, welche als Adapteur zur Regelung der Bringungslinien, sowie zur Instandsetzung, bzw. Verbreiterung der bestehenden Erdwege dienen soll. Ein weiterer Mechanismus dieser Zusammenstellung, der

für den forstlichen Betrieb bestimmt ist, ist ein einachsiger Anhänger, dessen Forschung und Entwicklung im Jahre 1958 vollendet war.

Der Einachsanhänger soll dem forstlichen Betriebe bei folgenden Arbeiten behilflich sein:

a) Er ist bestimmt zur Beförderung des Raupenschleppers Z 35 P mit Winde und Schar, bzw. auch anderer schwerer, stationärer und Bandmechanismen (Kompressoren, Planiergeräte, Seilbahnen Lasso-Kabel und Wyssen), die womöglich weit ins Terrain, und zwar nicht nur auf den Hart-, sondern auch auf den Weichwegen bei günstigem Wetter transportiert werden sollen.

b) Die Beförderung ist durch ein zweites Grundmittel der vorgeschlagenen Mechanisationseinheit für den Bau des Sekundärnetzes im forstlichen Betrieb, d. h. durch den Schlepper Z 35 der unfizierten Reihe durchgeführt.

c) Der klappbare Einachsanhänger ermöglicht das Verladen aller Mechanismen direkt aus der Ebene, wo sich die ganze Garnitur befindet. Durch diese Möglichkeit wird die mühevollen, manchmal auch langwierige und gefährliche Tätigkeit abgeschafft, die mit dem Verladen schwerer Mechanismen aus den natürlichen oder anderen Rampen verbunden ist. Dieser Vorteil des Anhängers tritt insbesondere in den Fällen hervor, wo sich der zur Beförderung bestimmte Mechanismus in einem unfahrbarer Zustande befindet.

d) Der Anhänger ist auch zur Beförderung lockeren Materials bestimmt, das zur Instandsetzung harter Holzaufwege benutzt wird, und ferner zur Beförderung des Erdbodens in Fällen seiner großen länglichen Verschiebung. Hierbei ist die Klappenplattform und die Möglichkeit guter Rückwärtsfahrt der ganzen Garnitur sehr vorteilhaft.

e) Bei dem Wegebau ohne frühere Vorbereitung des Arbeitsplatzes kann mit dem Einachsanhänger auch die Beförderung des Rundholzes bis zum maximalen Länge von 8 Meter durchgeführt werden.

Der Einachsanhänger hat seine Achse in die hintere Hälfte verschoben. Dadurch kommt auch das Schwergewicht des Anhängers und der Last zwischen seine Achse und die Hinterachse der Räder. Der Teil des Lastgewichtes wird deshalb auf die Hinterachse des ziehenden Traktors übertragen und seine Fahreigenschaften werden somit verbessert. Die Zugkraft und die Steigfähigkeit der Garnitur wird auch erhöht. Der Einachsanhänger ermöglicht die klappenartige Bewegung der Plattform mittels der Winde des Radschleppers und dadurch auch die Auffahrt oder das Hinaufziehen der immobilisierten Mechanismen auf die Plattform.

In der Abhandlung ist die mathematische Begründung des Anhängers angegeben, die als Unterlage für die Spezifikation diene. Das Ergebnis dieser Begründung sind die Graphen, die für die Beförderung des Traktors Z 35 P mit Rund- und Schichtholz bestimmt sind. In diesen Graphen sind teils die Kurven der Garnitur des Traktors Z 35 mit ein- und zweiachsigem Anhänger, teils die Kurve der nötigen Kraft auf den Umfang des Triebbrads, die für die Bewegung der ganzen Garnitur bei bestimmter Steigerung nötig ist, dargestellt. Der Schnittpunkt dieser Kurven stellt uns die erhöhte Steigfähigkeit der Garnitur mit einachsigem Anhänger gegenüber derjenigen mit zweiachsigem dar.

Doprava rovnaného dřeva ve svazcích

Транспорт коротья в связках

The Transport of Cordwood in Bundles

Inž. Dominik KEPŠTA

Došlo dne 20. X. 1958

Ak pozeráme na pokrok v zahraničí, musíme priznať, že pri výrobe rovnaného dreva mechanizácia ovládla všetky fázy výroby. Na tom má podstatný podiel tá skutočnosť, že pracovník v lesnej prevádzke dostáva do rúk seriózne a presne výskumom overený každý stroj, sústavu strojov, každý nástroj a každý druh pomocného náradia z hľadiska ich účelnosti, pracovno- a prevádzkovohospodárskeho úžitku, t. j., aký majú pre lesné hospodárstvo prínos technický, technickobiologický a ekonomický.

Nie menší vplyv na rozvoj mechanizácie pri výrobe rovnaného dreva má aj tá skutočnosť, že mechanizácia nebola a nie je chápaná izolovane, ale ako reťazový článok výroby a spracovania drevnej suroviny. Mechanizmy vyrábané pre lesné hospodárstvo sa stavajú ako univerzálne, t. j. výrobca dopĺňa základné mechanizmy rôznymi adaptérmi a pomôckami pre všestrannú použiteľnosť. Nákladný automobil napr. dopĺňa nakladacím ramenom pre sväzkové nakladanie a skladanie rovnaného dreva.

V SSSR, v USA, v Kanade, vo Švédsku, v Rakúsku a inde každá pracovná operácia musí byť dnes ekonomicky hodnotená a výroba mechanizmov musí byť podriadená plánovacím zásadám v celom odbore. Mechanizácia prác kladie dôraz na zvyšovanie odbornosti pracovníkov (sú školení v obsluhu a v zmenenej organizácii práce), na zvyšovanie sociálnej starostlivosti o robotníka, ako aj o jeho bezpečnosť pri práci. Tieto skutočnosti tvoria základňu pre rozvoj mechanizácie výroby a dopravy rovnaného dreva.

Aby sme mohli poznať stupeň mechanizácie prác spojených s prípravou a prepravou rovnaného dreva a správne hodnotiť naše perspektívy, v ďalšom chceme urobiť krátky prierez skúsenosťami a výsledkami najnovších výskumov u nás aj v zahraničí. Racionalizačné snahy techniky v lesnom hospodárstve a v celulózovom priemysle by mali naviazať na osvedčené metódy a spoločne presadzovať všestranné používanie mechanizácie.

Prehľad o mechanizácii výroby a dopravy rovnaného dřeva v zahraničí

Prvou skupinou štátov, ktoré pri výrobe rovnaného dreva uprednostili stroj, sú severské štáty Švédsko a Nórsko. Do stínky vo Švédsku sú zaradené jedno- a dvojmotorové píly HOMELITE a McCULLOCH a v Nórsku JOB-UNIOR.

Rovnané drevo sa vyrába pri pni. Zbližuje sa konským potahom, traktorom, a po druhej svetovej vojne nadobudol v odvoze prevahu motorizmus. Je to zásluhou racionalizácie techniky nakladania pri využívaní motorickej sily. Nákladné automobily sú trvale vybavené nakladacím zariadením (napr. nakl. žeriav HIAB), ktoré umožňujú nakladať rovnané drevo vo zväzkoch. Z nakladacích zariadení ktoré nie sú viazané na zdroj hnacej sily od motora automobilu, hodno uviesť elevátorový nakladač zn. ERLING a JONSONN, ktorý pozostáva z dvoch nosníkov s drážkami pre dve nekonečné dopravné reťaze, ktoré sú poháňané motoricky. Nevýhodou tohoto zariadenia je, že prísun dreva až k elevátoru spolu s nakladaním jednotlivých kusov na dopravné reťaze sa musí urobiť ručne.

Druhou skupinou štátov, v ktorých pri výrobe rovnaného dreva má dôležitú úlohu stroj, je Kanada a USA. Pri stínke tam používajú jednomužné motorové pily HOMELITE a McCULLOCH s hobľovacími rezacími reťazami, pri zbližovaní pásové, kolesové traktory s chapadlovými adaptérmi a viacbubnové navijadlá, a to buď jednotlivé alebo vo zväzkoch.

Zväzkové zbližovanie pri pomoci navijadiel a lán je veľmi výkonné a účelné a možno ho použiť v lete i v zime. Vyžaduje však starostlivú prípravu, plánovanie a prevedenie. Príprava si žiada dozor pri stínke a pri rozplánovaní, detailný prehľad o spôsobe ukladania buď systémom rovnobežným, papršlekovitým, prípadne nepravidelným.

Dopravu rovnaného dreva obstarávajú nákladné automobily, ktoré sú vystrojené buď ramenovými nakladačmi alebo vidlicovými nakladačmi. Zväzkovú dopravu rovnaného dreva umožňuje sklopná plošinová vlečka „Tiltingplatform“. Pracuje sa tak, že traktor s vlečkou spätnou jazdou dôjde ku rovnaniu na rúbanisku, kde potiahnutím podvozku sklopí sa pred rovnaň plošina. Ťažné lano od traktora sa ovinie okolo hromady dreva a ťahom navijaka zväzok dopraví na plošinu, ktorú zdvihne do vodorovnej roviny ďalším ťahom. Drevo na plošine sa zabezpečí zaistovacou reťazou. Pri skladaní sa uvoľní zaistovacia reťaz i lano, podvozok sa potiahne za lano dopredu a plošina sa vychýli do takej polohy, že nastane sklz nákladu.

V SSSR po druhej svetovej vojne sa mechanizácia v lesnom hospodárstve mohutne rozvinula. Stínka i rozrez dreva boli zmechanizované elektrickými pilami VAKOPP a CNIIME K-5. V horských oblastiach sa v poslednom čase uprednostňuje píla DRUŽBA a URAL. Aj zbližovanie a doprava sú mechanizované; používajú sa traktory a stabilne viacbubnové navijaky. Rovnané drevo sa dopravuje za traktormi na saniach. V doprave sú zaradené nákladné automobily ZIS o nosnosti 2,5—4 t a nakladanie obstarávajú dvojreťazové elevátory alebo článkové dopravníky rovnaného dreva. Pozostávajú z jedného pohonného článku a z niekoľkých hnaných článkov, čím je umožnené spojiť dve pracovné operácie, a to zbližovanie s nakladaním.

Podobne ako v uvedených štátoch sa mechanizovala výroba a doprava rovnaného dreva v Západnom Nemecku, vo Francúzsku a vo Švajčiarsku, kde pri stínke a rozreze pracuje sa s jednomužnými a dvojmužnými motorovými pilami, pri zbližovaní s navijakom traktorovým a samostatným stabilným či pohyblivým, a na odvoz sa používa nákladný automobil.

Odkôrňovanie ako samostatná pracovná operácia pri výrobe rovnaného dreva pre celulóзовý priemysel bolo pre mechanizátorov vo všetkých štátoch veľkým problémom, pretože na tomto úseku musel sa dávať do súladu výkon a straty na hmote. Každý štát v minulosti robil pokusy s mechanizáciou odkôrňovania. Dnes majú primát severské štáty, ktoré do pracovného procesu zaradili známe odkôrňovacie stroje CAMBIO, ANDERSON, VEIKKO, MIRA, VALO, pri ktorých

sa používajú na odkôrňovanie (vlastne na zdieranie kôry) hranolové nože alebo zdierajúce segmenty pri minimálnych stratách na drevnej hmote (do 5 %). V porovnaní s ručným odkôrňovaním (straty 11–21 %) znamená táto mechanizácia veľkú úsporu drevnej hmoty.

V celosvetovom meradle badať v súčasnej dobe pri výrobe rovnaného dreva snahu, aby sa drevo z rúbaniska vyťahovalo v celých dĺžkach a dopravovalo čo najbližšie k drevospracujúcim závodom alebo priamo do továrni na výrobu celulózy a krátilo sa na potrebné dimenzie na upravenom pracovisku. Práca na upravených pracoviskách, či už pri odvoznnej ceste alebo na dvore továrne, umožňuje nasadiť výkonné pily, najlepšie okružné, umožňuje použiť školené pracovníky a rezať drevo vo zväzkoch. Táto nová metóda pri výrobe rovnaného dreva bola skúšaná v NSR aj v USA a bola uznaná za ekonomicky veľmi výhodnú, pretože doprava dreva malých rozmerov je nákladnejšia ako doprava dreva v celých dĺžkach. Táto výhoda bola vyčíslená aj pri hodnotení tej skutočnosti, že vývoj v doprave lesných produktov smeruje k tomu, aby sa skrátila doterajšia zblížovacia vzdialenosť a odvoz sa predĺžil čo najďalej ku pňom.

Stav mechanizácie výroby a dopravy rovnaného dreva u nás

Vzdor tomu, že na sklade v dôsledku priaznivejších podmienok pre manipuláciu a mechanizáciu (stálosť a upravenosť pracoviska, koncentrácia hmoty, vyššia produktivita práce a lepšie využitie drevnej suroviny odborným vyduhovaním) sú vytvorené podmienky pre zníženie nákladov, zníženie námahy pracovníkov, v našich výrobných podmienkach manipuluje sa pri pni 29 %, na lesnom sklade 40 % a na hlavnom sklade 31 % hmoty. Ten fakt, že najväčšie percento hmoty sa manipuluje na lesnom sklade, dá sa vysvetliť konfiguráciou terénu, neprístupnosťou svahov cestami, čo núti zblížovať $\frac{1}{3}$ hmoty ručne v celých dĺžkach a túto hmotu možno manipulovať len na skladoch. Z tohoto dôvodu mechanizácia výroby rovnaného dreva zaznamenala u nás najväčší pokrok na skladoch, a to či už pri rozreze alebo pri vnútroskladovom transporte a pri nakladaní.

Pre rozrez dreva sú v používaní okružné elektrické skracovačky, jednomužné motorové pily JMP-54 o váhe 13,4 kg, dvojmužné motorové pily MP-50 a na elektrifikovaných skladoch dobré služby robí 32 kg ťažká píla RINCO, u ktorej sa skúma možnosť zmenšenia váhy.

Vnútroskladový posun dreva bol riešený prenosnými dopravníkmi rovnaného dreva a z doteraz vyvinutých najlepšie služby preukázali gumopásový a jednoreťazový dopravník (výrobca n. p. PROTOTYP).

V približovaní rovnaného dreva máme zatiaľ zaradené tieto prostriedky: poľahy, pásové a kolesové traktory, navijaky a lanovky. Špeciálne pre rovnané drevo je zameraná jednonarová lanovka typu Lasso-Kábel (výrobok Transporta, n. p., Chruďim), avšak skúšky s použitím dvojlanových lanoviek tiež potvrdili ich upotrebitelnosť pri zblížovaní rovnaného dreva, či už to boli lanovky gravitačné alebo lanovky s núteným pohonom.

Dopravu rovnaného dreva v ČSR obstarávajú nákladné automobily. Na ich plošinu sa rovnané drevo nakladá po kuse. Otvorenou otázkou ostáva mechanizácia tejto pracovnej operácie, pretože pre nakladanie rovnaného dreva na lesných skladoch doteraz nemáme vhodného mechanizačného prostriedku. Nakladanie rovnaného dreva na vagóny ČSD je mechanizované dopravníkmi alebo elevátormi.

Mechanizácia nakladania a skladania rovnaného dreva pomocou žeriavov bola u nás predmetom štúdia a o výsledkoch pokúsím sa informovať čitateľa v nasledujúcej kapitole.

Prečo doporučujeme dopravu rovnaného dreva vo zväzkoch

V doprave dreva najväčšie percento času zaberá nakladanie na odvozné prostredky a je podmienené počtom nakladaných jednotiek. Aby sme teda mohli nakladanie rovnaného dreva zmechanizovať, musíme ho dopravovať vo zväzkoch.

Doprava vo zväzkoch vyžaduje, aby na mieste prípravy bol postavený podstavec, kde sa dá drevo ukladať do tvaru zväzku, a nakladací mechanizmus, ktorý naloží zväzok na odvozný prostriedok. Takéto vybavenie nemožno zaviesť na každej nakladacej stanici, pretože u nás máme veľký počet staníc s nestálou kapacitou. Tento spôsob dopravy by tiež vyžadoval kolobeh prepravných rámov medzi stanicou nakladacou a vykladacou, čo predpokladá veľkú zásobu rámov a ich malé využitie, lebo veľká časť by bola stále na ceste. Okrem toho váha sa nepriaznivo prejavuje pri preprave a aj pri manipulácii.

V Západnom Nemecku už päť rokov robia pokusy vyvinúť vhodné nakladacie jednotky pre rovnané drevo. Začali s okrúhlymi zväzkami (obr. 1) s obsahom 1 *prm* pri 1 m dlhých polenách alebo 2 *prm* pri dvojmetrových dĺžkach. Drevo sa ukladalo do valcovitého podstavca, tj. železného rámu, ktorý sa skladá z dvoch polovic vzájomne spojovaných čapom ($\varnothing$ 116 cm rovná sa ploche 1 m² ak sa berie do úvahy 4 % zoschnutie), a zväzkovanie sa prevádzalo oceľovým pásom 25,4 mm širokým a 0,5–0,9 mm hrubým pomocou uzavieracej objímky (tab. I).

I. Príprava zväzku (1 *prm*) rovnaného dreva – stredná hodnota čistého prac. času

Pracovné operácie	min./1 <i>prm</i>	%
1. Odrezanie oceľového pásu	1,29	
2. Vloženie oceľového pásu	0,70	
3. Nasadenie uzavieracej objímky a napnutie oceľového pásu	1,81	
4. Uzatvorenie objímky	0,81	
5. Otvorenie rámu a vyvalenie zväzku	1,27	
6. Znovuzloženie rámu	0,88	26
7. Dogúľanie prázdneho rámu	0,70	
8. Bočné prenášanie rovn. dreva k rámu	3,18	
9. Odgúľanie naloženého rámu	1,70	22
10. Vlastné ukladanie dreva do rámu	13,19	52
Celkové čas na vyhotovenie zväzku 1 <i>prm</i>	25,53	100

Ak sa obopnutie prevádzalo dvoma páskami (spotreba 7,6 m oceľ. pásu), zväzok sa mohol niekoľkokrát nakladať, prekladať alebo skladať a súdržnosť zväzku nebola porušená. Alebo rovnané drevo sa ukladalo rovnobežne do podstavca, ako na obr. 2, a po zviazaní lanom $\varnothing$ 6 mm a dlhým asi 7 m dostávalo tvar zaobleného zväzku.

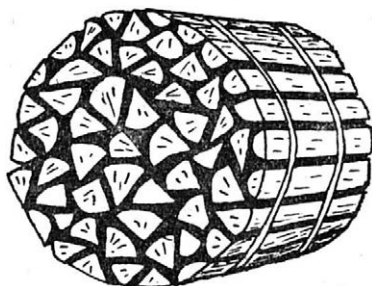
I keď náklad na balenie pomocou oceľových pásov v porovnaní s inými druhmi obalov bol celkom nepatrný (1–6 % z ceny dreva oproti 10–30 % z predajnej ceny iných výrobkov), pretože práca spojená s prípravou zväzkov sa rovná

presne príprave ukladania do rovaní, predsa sa nerozšíril, lebo okrúhla forma zväzku vyžaduje tak na vozidle, ako aj na sklade drevospracujúceho závodu dostatočný a drahý priestor. Nevyužíva sa dostatočne ložný priestor či už na dopravnom prostriedku alebo na sklade, pretože medzi zväzkami ostáva prázdny priestor. Strata prepravného priestoru je 15–20 %. V prospech zväzkovania do okrúhlych tvarov možno uviesť ako výhodu možnosť nagulovania zväzku navijakom po liehach a asi 57 % úspory oproti ručnému nakladaniu po lien po kuse (tab. II).

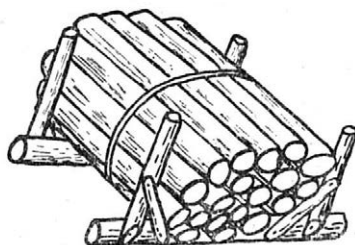
Ako sme uviedli, sú pri zväzkovaní do okrúhlych tvarov straty prepravného priestoru. Preto sa pokusy zamerali na dosiahnutie pravouhlého prierezu zväzkov. Riešilo sa to pomocou trúbkových dopravných rámov. Ale i keď výrobná cena pri častom používaní rámov mohla konkurovať s balením pomocou oceľových pásov, predsa nevýhoda vozenia mrtvej váhy obalu (železných prepravných rámy $85 \times 122 \text{ cm}$ pre $1 \text{ prm} = 20 \text{ kg}$) a vysoké dopravné náklady pri doprave naprázdno vyslovili sa proti masovému rozširovaniu.

Tretí spôsob zväzkového transportu rovnaneého dreva spojuje pravouhlú formu zväzku s viazaním pomocou oceľového pásu, drótu alebo lana, pričom drevo sa ukladá klieťkovaně a oceľovým pásom sa klieťka prevazuje dvojnásobne krížom (obr. 3).

I keď väčšia spotreba viazacieho pásu (pre zväzok 1 prm dĺžka pásu 9 m) zvyšuje náklady, predsa dočasný obal nie je stratený, nakoľko sa dá znovu zväzovať pomocou obímok v také dĺžky, aké sú potrebné. Tento systém má tu výhodu, že ložný aj skladový



1. Zväzok rovnaneého dreva z valcovitého podstavca



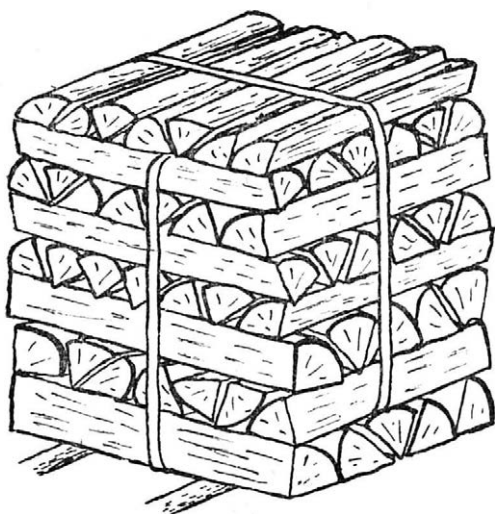
2. Podstavca pre rovnobežné ukladanie rovnaneého dreva pri zväzkovaní

II. Časové porovnanie nakladania rovnaneého dreva v kusoch ručne (A) a vo zväzkoch žeriavom (B)

Rozdelenie prac. času	Rovn. drevo 1 m		Rovn. drevo 2 m	
	min./1 prm			
	A	B	A	B
1. Nakladanie	8,64	3,35	7,89	3,35
2. Vykladanie	5,86	2,92	4,13	2,34
3. Medzijazdy pri nakladaní	0,40	0,52	0,36	0,13
4. Prípravné časy	2,87	2,64	1,01	2,14
5. Osobné časy (zdržania pri nakladaní)	1,00	1,24	0,63	0,23
Spolu	18,77	10,67	14,02	8,19
% B z A	57		58	
Počet robotníkov pri nakladaní	3	2	2	2

priestor sa plne využije a drevo ukladané v klietkach lepšie vyschne. Nevýhodou je, že klietkované ukladanie na svahoch je spojené s väčšími ťažkosťami ako ukladanie na rovine.

V záujme redukcie nakladacích, prekladacích a skladovacích jednotiek v doprave rovnaného dreva uvažovalo iné riešenie s ukladáním lanových úväzkov pri nakladaní pod uložené drevo do vagóna a s ich prepravou. Tento systém pred-



3. Klietkovane ukladany svazok rovnaného dreva s dvojnásobným previazaním

a v podvliekaní úväzku na vykladacom mieste. Zariadenie pre tento spôsob pozostáva z dvoch lanových častí, a to z lana zafahovacieho o $\varnothing 16 \text{ mm}$, zakončeného okami na zavesovanie, po ktorom sa pohybujú 2 kladky s otvárateľnými hákmi (obr. 4a), a z lana nosného tiež s $\varnothing 16 \text{ mm}$, dlhého 5–7 mm, zakončeného okami (obr. 4b). Lano zafahovacie (obr. 4c) je pri práci zavesené na háku žeriavy, a lano nosné sa podvlieka pod náklad a koncami zachytáva na háky kladiek voľne sa pohybujúcich po zafahovacom lane (obr. 5). Ich funkciou je náklad upnutý do nosného lana pri dvíhaní sťahovať a dosiahnuť homogénnosť zväzku pri presune.

Systém lanového nakladania sa dá dobre využiť v tom prípade, keď sa pri nakladaní pamätá na naväzujúcu pracovnú operáciu, a to je vykladanie. Drevo sa musí ukladať tak, aby pod jednotlivými radmi bol zachovaný priestor na podvliekanie úväzkov (obr. 6). Tento sa zaistuje tak, že rad dreva sa ukladá na drevené priečky položené na ložnú plochu dopravného prostriedku. Priečky sú z toho materiálu, ktorý sa dopravuje. Pretože boli námietky proti gulatým priečkam, ktoré by vraj mohli spôsobiť posun dreva a zamedziť podsunutie úväzku pri skladaní, boli s nimi robené pokusy. Aj pri nešetrnom posune vagóna sa ukázalo na vykladacej stanici, že spôsob ukladania vyhovuje bezpečnostným predpisom aj požiadavkám mechanizovaného vykladania dreva.

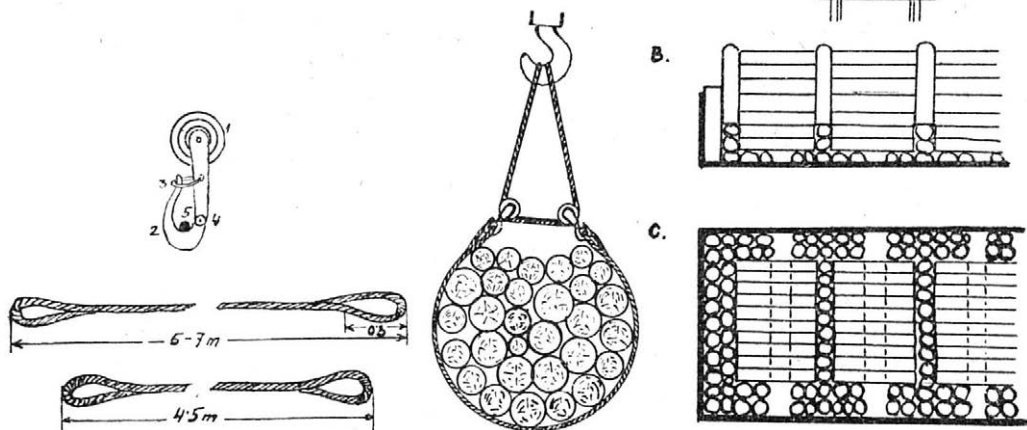
Postup ukladania rovnaného dreva vo vagóne je málo odlišný od zaužívaného spôsobu, kedy sa drevo ukladá do radov dĺžkou v smere dopravy a kvôli lepšiemu využitiu ložnej plochy sa obkladá stojkami, vytvára sa tzv. záhradka. Jediný rozdiel je v tom, že podložky (najlepšie štiepy) sa volia tak, aby sa pod

pokladal návrat lanových úväzkov z miesta vykladania na expedičné sklady. Pre jeden vagón krátkeho dreva dĺžky 2 alebo 1 m je potrebné mať 4–8 kusov lanových úväzkov. Keď uvažujeme priemerne s denným prísunom 20 vagónov, znamená to 80–160 kusov úväzkov, ktoré by sa museli denne zviazať a expedovať na expedičnú stanicu. Tento spôsob by vyžadoval vybudovať dôkladnú organizáciu a pri nepravidelnosti expedície a rozloženia expedičných staníc by dochádzalo veľmi často k poruchám, i keď si odmyslíme nebezpečie straty. Využitie úväzkov by bolo príliš nízke.

Najjednoduchšiu cestu k vyriešeniu zväzkového nakladania, prekladania a skladania rovnaného dreva, pri použití žeriavu ako nakladacieho a skladacieho mechanizmu, vidíme v svojskom ukladaní dreva do vagóna

radom vytvoril priestor vysoký 10 cm a široký asi 30 cm, a zodpovedne k tomuto priestoru sa zaistil priestor v hradbe položením dvoch hrubších kusov vo vzdialenosti 30 cm od seba (ktorý možno vyplniť tenšími polenami, aby tieto bránili prípadnému zavaleniu priestoru a v rámci prípravných prác pre vykladanie sa mohli ľahšie vybrať).

Pomocným náradím pri vykladaní je ocelový podvliekací pás dĺžky 8 m, šírky 4 cm a hrúbky 1,5–2 mm, ocelová tyč dĺžky 2 m (podvliekací hák) zakončená hákom a drevená tyč dlhá 2–2,5 m, ktorá slúži pomocnému robotníkovi na skladovej ploche k uvoľneniu kladkového háku pri rozvázovaní zväzku dreva na mieste ukladania.



4. Zafahovací úväzok v detailoch: a) otvárací hák – 1. kladka, 2. hák, 3. poistka, 4. čap, 5. lano, b) nosné lano (úväzok), c) zafahovacie lano

5. Zafahovací úväzok

6. Schéma ukladania rovnaneého dreva 1 m so zaistením podvlečenia lanového úväzku: A – priečný rez, B – pozdĺžny rez, C – pohľad zhora

Podvliekací pás sa podsunie vo voľnej medzere pod rad dreva (po odstránení vyplňovacích okrajových polien). Aby podvliekanie prebiehalo hladko, ocelový pás je zakončený okami, pri čom konce sú zaletované mosadzou alebo zantované, a všetky hrany sú starostlivo opracované. Stred ohnutia je prevrtaný a tu je upevnená refaz dĺžky 30 cm, ktorá slúži na upevňovanie nosného úväzku v čase podvliekania.

Pracovný postup pri vykladaní po uvoľnení zaisteného podvliekacieho priestoru začína podsunutím ocelového pásu z jednej strany pod rad dreva a pokračuje na druhej strane vyťahnutím pomocou podvliekacieho háku. Akonáhle je podvliečenie ocelového pásu skončené, na koniec opatrený retiazočkou sa upevní nosný úväzok, pretiahne a založí okami na háky kladiek, pohybujúcich sa po dvihacom lane. Ďalšou operáciou je dvíhanie žeriavom a odnesenie zväzku na predom určené a pripravené miesto na skladovej ploche. Polená, ktoré vytvárali hradbu a tvorili podložky, sa po skončení vykladaní radov uložia do úväzku a tiež žeriavom preniesú na určené miesto.

Podmienkou úspešnej práce touto metódou je nutnosť vytvárať také zväzky, ktoré váhove neprekročia nosnosť žeriava. Ak stav dreva je taký, že váha zväzku

by bola vyššia ako nosnosť žeriava, treba na to dbať pri nakladaní a výšku radov podľa toho prispôsobovať.

Ekonomické vyhodnotenie uvedeného spôsobu skladania rovnaného dreva v porovnaní s ručnou prácou vykazuje úsporu 1,19 Kčs/prm, čiže 38 %, čo znamená úsporu v prospech zaužívaného spôsobu vykladania žeriavom a doporučeniu pre jeho používanie v lesnom hospodárstve a celulóзовom priemysle.

Súhrn

Uvedených niekoľko myšlienok o mechanizácii prác pri výrobe a doprave rovnaného dreva ako základnej suroviny pre celulóзовý priemysl u nás chce byť popudom k tomu, aby mechanizácia na skladoch celulóзовého priemyslu sa nestala samoúčelovou, ale naväzovala na možnosti a podmienky lesného hospodárstva a slúžila človekovi vo zmysle zásady: Ľuďom rozum, strojom drinu. Stroje znamenajú vyššiu produktivitu práce, ale v našich rukách musia znamenať aj väčšiu radosť, spokojnosť a väčšiu pracovnú disciplínu. A práve o to sa v záujme človeka všetci musíme snažiť na každom úseku, od lesa až po drevospracujúci podnik.

Literatúra

1. Závěrečná zpráva VÚMLP číslo 106/54. — 2. H. Gläser: „Die Bündelung von Schichtholz“, Holz-Zentralblatt 1955, čís. 149, str. 1779. — 3. B. Strehlike - J. Peine: „Vereinfachte Schichtholzbringung durch Bündelung“, Forsttechnische Informationen 1957, čís. 11/12.

Транспорт коротья в связках

Несколько приведенных предложений по механизации работ при производстве и транспорте коротья как основного сырья для целлюлозной промышленности могут быть стимулом к тому, чтобы механизация на складах целлюлозной промышленности не становилась самоцелью, а сочеталась с возможностью и условиями лесного хозяйства и служила человеку по принципу: человеку — идеи, машине — тяжелый труд. Машины обеспечивают более высокую производительность труда, а в наших руках они должны обозначать и большую радость, удовлетворенность и высокую трудовую дисциплину! Выполнение этих принципов является нашей целью. В интересах человека во всех секторах производства от лесного хозяйства до деревоперерабатывающего предприятия все работники должны руководствоваться этими принципами.

The Transport of Cordwood in Bundles

The ideas given in this paper on the mechanization of work in the production and transport of cordwood, as a basic raw material for the pulp industry in our country, intend to be an impulse to the endeavour that the mechanization in timberyards of the pulp mills doesn't become selfsufficing, but that it joints with the possibilities and conditions of the forest management and assists the man according to the slogan: Intelligence to men, hard work to machines. The machines mean the higher productivity of work, but when used by man, they must mean a greater pleasure, satisfaction, and a higher work discipline. And it is the task of all of us to propagate this idea in all fields of work both in the forest and in the woodworking industry.

Technická charakteristika jednomužných reťazových píl

Техническая характеристика одноручных цепных пил

Technische Charakteristik der Einmann-Motorsägen

Inž. Jozef JANČO

Výskumný ústav lesného hospodárstva - pobočka Oravský Podzámok

Došlo dňa 2. VI. 1958

Úvod

Veľká spotreba dreva a jeho mnohoraké využitie v stavebnom, chemickom a inom priemysle nútia zrýchliť tempo výroby dreva po stránke biologickej aj po stránke mechanizácie výroby za použitia najekonomickejšej technológie výroby dreva.

V ťažbe dreva predstavuje základný mechanizačný prostriedok na prerezávanie dreva motorová reťazová píla.

Prerezávanie dreva ručnými pílamí je práca veľmi namáhavá a zvlášť pílenie pri stínke stromov je pracovný úsek s najvyššou kalorickou spotrebou pri ťažbe vôbec.

Nutnosť mechanizovať prerezávanie dreva vyplýva aj z týchto činiteľov:

a) Nedostatok lesných robotníkov. Mladí pracovníci v lese chýbajú. Väčšina robotníkov považuje prácu motorovou pílou za menej namáhavú a nie také monotónnu, ako je pílenie ručnou pílou. Motorové píly majú zaistiť príliv mladých pracovníkov do lesa.

b) Zrýchlenie výroby dreva. Prerezávanie dreva predstavuje urýchlenie vlastnej práce prerezávania pri stínke 30—40 %, pri výreze úžitkového a rovnaného dreva 70—80 %. Keďže prerezávanie znamená len pomerne malú časť celkovej práce, bude časová úspora vcelku menšia podľa druhu dreva a podielu sortimentov, asi 12—36 %.

c) Zníženie výrobných nákladov. Táto okolnosť je ovplyvnená rôznymi faktormi. Okrem technickej vlastnosti píly, životnosti jej súčiastok a poruchovosti, na zníženie nákladov vplýva hlavne spôsob organizovania údržby, preventívne prehliadky píly a svedomité zaobchádzanie motoristov so zverenou pílou.

d) Zvýšenie životnej úrovne a zníženie pracovnej námahy lesných robotníkov. Motorová píla zvyšuje denný zárobok robotníka, šetrí jeho sily a prispieva k uchovaniu jeho zdravia a výkonnosti.

Na vývoji reťazových píl sa pracuje už niekoľko desaťročí. Prvú motorovú pílu zostrojil A. Ransome v r. 1878. Veľký pokrok vo vývoji priniesol v r. 1925 nemecký vynálezca Brode, ktorý prvý zostrojil na prerezávanie pilových reťazov s nitami.

Zo začiatku sa vývoj zameriaval na konštrukciu a zdokonaľovanie dvojmužných refazových píl. Len v poslednom desaťročí sa vývoj preorientoval na konštrukciu jednomužných refazových píl. V niektorých štátoch dnes už jednomužné refazové pily (Švédsko, Fínsko, Nórsko, SSSR, USA) dosiahli v lese absolútnu prevahu a vytlačili z lesa dvojmužné pily. U nás sa nachádzame v štádiu pokusného zavádzania jednomužných refazových píl. Očakáva sa, že o niekoľko rokov po technickom zdokonalení píl aj u nás bude ťažisko práce v lese spočívať na jednomužných refazových pílach ako základných mechanizačných prostriedkoch pri prerezávaní.

Prečo jednomužné refazové pily vytláčajú z lesa dvojmužné pily?

Pri vhodnej pracovnej metóde sa rentuje použitie jednomužnej motorovej pily v listnatom poraste od prsného priemeru 15–20 cm — do priemeru 50–55 cm. Časová úspora oproti dvojmužnej pile je v stínke približne 12 %.

Jednomužná pila je vhodnejšia na odstraňovanie koreňových nábehov, robenie zátinku a hlavného rezu. Aj pri odvetvovaní je vhodnejšia ako dvojmužná. Vyžaduje si však zručnosť motoristu. Jednomužná pila si vynucuje svoju vlastnú techniku práce. Dnes už máme v lese mnoho motoristov, ktorí techniku práce jednomužnými refazovými pílami plne ovládajú a očakáva sa, že stav odborných pracovníkov sa bude ďalej rozširovať paralelne s technickým zdokonaľovaním píl.

V krátkosti chcem naznačiť prehľad základných technických kritérií len jednomužných refazových píl, ktoré sa pri konštrukčnom riešení používajú, podľa ktorých sa refazové pily hodnotia a od ktorých závisí výkonnosť píl v prevádzke.

V ý k o n – v á h a

Výkon motorickej časti jednomužných píl musí byť riešený vo vzťahu k dĺžke rezacej časti, reznej rýchlosti refaze a šírky reznej špáry.

So zväčšovaním dĺžky rezacej časti, reznej rýchlosti refaze a šírky reznej špáry sa zvyšuje požiadavka na vyšší výkon motora pily. Výkon píl sa pohybuje preto v rozsahu 2–8 ks.

Váha pily bez pohonnej látky dosahuje 9–15 kg. Nízkú váhu pily a vysoký výkon umožňuje účelné konštrukčné riešenie súčiastok pily a použitie ľahkých odliatkov z elektronu, magnezitových zlúčenín a kvalitných legovaných ocelí. Oceľovú vložku vo vnútri valca nahrádza pevná chromovaná stena, čo znižuje váhu pily. Najnovšie typy píl poháňajú refaz priamym záberom z kľukovej hriadele bez prevodového súkolia, čím značne zjednodušujú konštrukciu pily a znižujú jej váhu.

Váha pily 10–12 kg je prijateľná aj pre ľudské telo aj pre zodpovedné riešenie pily bez poddimenzovania súčiastok, ktoré skracujú životnosť pily.

O v l á d a c i e e l e m e n t y

Jednou z hlavných úloh konštrukčného riešenia pily je správne rozmiestenie ovládacích elementov pily. Tieto musia byť ľahko prístupné a ovládateľné v každej polohe rezacej časti bez zvláštného pohybovania a prehmatovania rúk. Pri umiestnení rukoväti treba brať do úvahy maximálny účinok rezacej časti v reze a svalovú mechaniku ľudského tela.

Lesný robotník dáva pri práci pilou prednosť dynamickým — ťahovým pohybom. K tomuto účelu sa používa hlavne pravá ruka. Zvlášť výhodná je rukoväť revolverového typu. Táto ruka pôsobí ako hlavná sila dvojramenného sochora, ktorého otočný bod tvorí hrot opierky.

Lavá rukoväť je zaťažená viac staticky a je umiestnená blízko otočného bodu dvojramenného sochora. Obe rukoväte je potrebné umiestniť od seba na 40—50 cm. Pravá rukoväť má byť od otočného bodu vzdialená o 50—60 cm. Poloha rukovätí je vtedy výhodná, keď ležia vo smere rezu, sú v ťažisku vyvážené a tak ďaleko od seba, že vzniká veľké rameno sily. Umiestnenie hrotu opierky blízko reznej špáry a pravej rukoväti do vyvázenej polohy voči rezacej časti usporí námahu s držaním a usmerňovaním píly. Správne vyriešenie uvedených požiadaviek umožňuje ovládať pílu jednou rukou.

Štvrtinu pracovného dňa musí motorista pílu nosiť. Nosenie píly je namáhavejšie ako vlastné pílenie. Možnosť ľahkého nosenia píly závisí na výhodnom usporiadaní rukovätí. Zlé nastavenie rukovätí núti robotníka držať ruky v zohnutej polohe, a to ho rýchlejšie unavuje. Únava závisí na dĺžke doby napnutia a veľkosti napnutia svalov. Dĺžku doby napnutia svalov nemožno konštrukciou píly ovplyvniť, lebo závisí od charakteristiky pracoviska a organizácie práce. Veľkosť napnutia svalov sa pri prenášaní dá znížiť vhodnými pomocnými pásmi a nosidlami. Pomocou týchto pomôcok sa váha píly prenáša na silné svalstvo chrbáta. Konštrukcia píly a hlavne ovládacích elementov sa musí prispôbiť svalovej technike ľudského tela.

Neprijemné chvenie rukovätí píly je možné znížiť gumovými rukoväťami alebo vložkami.

Ťažisko

Poloha ťažiska voči ovládacím rukovätiam píly pri rôznych smeroch vedenia rezu rozhoduje o podiele statickej a dynamickej práce. Pri rezaní pôsobia okolo ťažiska v rôznych smeroch ťažné a tlakové sily. Je snaha obmedziť statickú prácu rúk a premeniť ju pri práci v pohyb. K tomu slúži aj správna pracovná poloha, vyvážené pohyby, práca ramenami a celým telom tak, aby sa jednotlivé svalové skupiny podľa možnosti vymieňali v napätí.

U dvojmužných reťazových píl pri zvislých rezoch má rezacia časť smerovať od ťažiska motorickej časti píly, aby bola píla pri zvislých rezoch úplne vyvážená. U jednomužných reťazových píl táto vyváženosť nie je žiadúca, lebo ju nahradzuje technika prerezávania spôsobom dvojramenného sochora. Taktiež výška pňa — svetlosť lišty vo vodorovnej polohe rezu musí byť čo najmenšia.

Splynovanie paliva

Na pohon reťazových píl sa používajú dvojtaktné motory. Ich práca musí byť spoľahlivá v každej polohe rezacej časti píly. Benzínová nádrž má vydržať aspoň na jednu motohodinu píly. Palivová zmes sa musí z nádrže úplne upotrebiť ako pri rezoch vodorovných, tak i pri rezoch zvislých. Palivová zmes je vedená z nádrže do splynovača pod tlakom. Je to úsporné riešenie. Bezplavákový membránový splynovač zaručuje spoľahlivé miešanie paliva so vzduchom v každej polohe lišty. Píly s bezplavákovými splynovačmi alebo vstrekovacími pumpami sú lepšie, lebo nepotrebujú pri zmene vedenia rezu zvláštnu manipuláciu. Čistenie vzduchu v sacom otvore musí byť účinné, lebo píly pracujú v prašnom prostredí. Čistiace sitko sa musí dať ľahko vymontovať a očistiť od zanesenia pilinami. Spoľahlivo pracujúci splynovač vo všetkých polohách lišty spolu so zapalovacím systémom zásadne rozhodujú o poruchovosti píly v prevádzke, preto sa dáva na konštrukčné riešenie uvedených častí hlavný dôraz.

Štartovacie zariadenie

Všetky typy reťazových píl sa dnes spúšťajú pomocou štartovacieho zariadenia s automatickým spätným navíjaním lanka. Pri zatiahnutí za rukoväť štartovacieho lanka sa so štartovacím kotúčom otáča aj kluková hriadeľ motora. Po ukončení záťahu sa kotúč od klukovej hriadele odpojuje a štartovacie lanko sa samočinne navíja späť. Čím je priemer štartovacieho kotúča väčší, tým je štartovanie ľahšie, lebo je potrebná minimálna sila záťahu.

Keďže drôtené lanká sa rýchlo opotrebovávajú, používajú sa miesto nich lanka z nylónu alebo z umelých vlákien. Dobré sa osvedčila aj konopná žinka (šnúra) na vešanie prádla.

Celé štartovacie zariadenie musí byť ľahko prístupné a rozmontovateľné v prípade potreby výmeny lanka alebo štartovacej pružiny. Uchytenie pružiny vo väčšom rádiuse zabraňuje jej ulamovaniu uchyteného konca.

Zapaľovanie

Skoro u všetkých typov píl sa všeobecne používa zotrvačnickové alebo rotačné magnetoelektrické zapaľovanie. Zotrvačnickové magneto sa kombinuje obyčajne so štartovacím zariadením a ventiláciou píly. Býva umiestnené na jednom konci klukovej hriadele. Jedine švédske píly Comet, Raket majú dvojtaktné motory s žhaviacou trubičkou bez magnetoelektrického zapaľovania. Zapaľovanie u reťazových píl býva hlavným zdrojom porúch v prevádzke, preto sú naň kladené hlavne tieto požiadavky:

a) má dávať dostatočne silnú iskru aj za sťažených podmienok, hlavne pri štartovaní píly,

b) musí byť neprístupné vlhkosti zvonku a palivovej zmesi, prípadne oleja zdnu,

c) prírodný kábel na sviečku nesmie byť mechanicky poškodzovaný funkciou píly, prípadne prepaľovaný rebrovaním alebo výfukom valca,

d) sviečka musí byť chránená proti vonkajšej vlhkosti,

e) celé zapaľovanie musí byť ľahko prístupné kvôli kontrole a úprave hlavných funkčných častí zapaľovania (kontakty).

Úspešné vyriešenie a umiestnenie zapaľovania dáva prvý predpoklad k spoľahlivosti píly pri práci a jej využitiu v lese.

Spojka

Reťazové píly musia mať účinnú spojku, aby bolo možné vypnúť reťaz pri štartovaní píly v reze, pri prenášaní píly a pod. Spojka sa používa dvojaká: lamelová a odstredivá. Lamelová sa obsluhuje ručne mechanicky. Odstredivá je automatická a je výhodnejšia, lebo sa automaticky riadi centrifugálnou silou. Niektoré typy píl majú automatickú odstredivú spojku kombinovanú zároveň s mechanickou obsluhou. Spojku zapína reťaz pri 1800–2200 obrát./min. Pri chode motora na voľnobeh, to je pri poklese obrátok pod 1800 za min., čeluste spojky sa stiahnu a reťaz automaticky vypnú. Najúčinnnejšia je spojka viacčelustová, ktorá po celej dĺžke segmentov dosadá pravidelne do vnútorného obvodu spojového bubna a opotrebováva sa po celom obvode pravidelne. Jej nastavenie čelustí do záberu sa dá ľahko ručne zriaďovať. U starších typov reťazových píl sa počet obrátok klukovej hriadele na hnacie koliesko redukuje prevodovým súkolím do pomala, aby sa znížila rezná rýchlosť reťaze 4–8 m/sec. Vďaka použitiu kvalitných ocelí a ich tepelnému spracovaniu je možné reznú rýchlosť reťaze zvýšiť a prevodové súkolie z konštrukcie píly úplne vynechať.

Píly zbavené prevodového súkolia tzv. „s priamym záberom“ sú nesporne značným zlepšením vo vývoji reťazových píl. Používajú reznú rýchlosť reťaze 12–24 m/sec. Môžu tým rezať bezpečne či už koncom lišty tzv. „vpichovaním“ hornou alebo dolnou vetvou lišty bez značného trhania alebo zasekávania.

Opierka a jej funkcia

U dvojmužných motorových píl má opierka tvar oblý, hladký, po ktorom musí ľahko kĺzať obvod prerezávaného kmeňa. Tento tvar opierky účelne odpovedá statickej funkcii píly.

U jednomužných píl má opierka funkciu dynamickejšiu, odpovedajúcu celkovej technike prerezávania pilou. Musí byť zubatá. Ostré zuby — hroty opierky slúžia ako pevné oporné body, okolo ktorých sa otáča píla ako dvojramenný sochor. Jedno rameno tvorí vodiaca lišta. Druhým ramenom, ktoré tvorí vzdialenosť hrotu opierky a ovládacej rukoväte, je nútená vchádzať do rezu. Technika pílenia u jednomužných reťazových píl je technika nová a zakladá sa na vejárovitých rezoch okolo hrotov opierky.

Dolný hrot opierky koná funkciu pri začínaní rezu, horný hrot pri jeho ukončení. Preto ich poloha, výška a smer musí vyhovovať celkovej koncepcii motorovej píly.

Jednotlivé pracovné úkony majú svoje špeciálne požiadavky na spôsob ozubenia opierky. Najdlhšie hroty zubov sú potrebné pri odvetvovaní, o niečo kratšie pri stínke a najkratšie pri zvislých rezoch. Tieto posledné musia dovoliť aj ich dobrý sklz po obvode kmeňa.

Opierka má byť riešená ako ľahko vymeniteľná.

Rezná rýchlosť reťazí nad 12 m/sec. pozbavuje zubatú opierku jej funkcie. So zväčšovaním reznej rýchlosti reťaze sa znižuje rezný odpor a pílu je možné pri rezaní držať voľne v ruke aj bez použitia opierky. Toto má veľký význam hlavne pri odvetvovaní kmeňov, lebo motorista môže ľubovoľne pracovať bez použitia opierky v ktoromkoľvek mieste po celom obvode lišty.

Hnacie koliesko

Hnacie koliesko tiež prešlo svojím vývojom. Staršie typy píl používali úzke hnacie koliesko, skoro by som povedal s presnou vyfrézovanou drážkou pre vodiace pätky reťazí, odpovedajúcou drážke vodiacej lišty. Obvod hnacieho kolieska bol formovaný podľa tvaru článkov reťaze tak, aby články do neho presne zapadali. Obiehajúce vodiace pätky zubov po opustení lišty s ťažkosťou správne vchádzali do drážky hnacieho kolieska. Dnes sa od tejto koncepcie upustilo a hnacie koliesko sa rieši bez ochranných plechov so širokou dosadacou plochou vodiacich pätiiek. Hnacia sila motora pôsobí na zadné plochy vodiacich pätiiek, čím núti obiehať reťaz okolo lišty. Široké dosadacie plochy kolieska nie sú chýlostivé na chvenie reťaze a koliesko viac vydrží.

Veľkosťou hnacieho kolieska je možné regulovať reznú rýchlosť reťaze.

Dôležitý je kryt hnacieho kolieska zo strany motoristu. Má dve funkcie: chytať a zrážať piliny k zemi a zabráňovať úrazu motoristu v priestore hnacieho kolieska.

Vodiaca lišta

Vodiaca lišta má úlohu viesť a usmerňovať reťaz v reznej špáre. Musí byť pevne spojitelná s motorickou časťou píly a musí sa dať ľahko vysúvať, aby sa mohla napínať a nasadzovať reťaz. Koniec lišty od motorickej časti musí byť

lievikovite skosený, aby reťaz obiehala okolo hnacieho kolieska v pravidelnej krivke bez lomov. Konzolovitý koniec lišty je vystavený najväčšiemu opotrebovaniu. Musí byť špeciálne zpevňovaný. Vodiaca kladka na tomto konci znižuje trenie až o 20 %. Lišta sa najviac opotrebovávajú na styčných plochách s obiehajúcou reťazou, preto sa vodiace plochy drážky špeciálne zpevňujú po celom obvode lišty.

Čím je lišta kratšia, tým sa v reze lepšie ovláda. Lišty dlhšie ako 60 cm majú príliš veľké chvenie, ťažko sa ovládajú a môžu sa použiť len prípadne na zvislé rezy. Pre praktickú potrebu úplne stačí dĺžka lišty 40–60 cm. Hrúbka lišty musí byť aspoň o 2 mm menšia, ako šírka reznej špáry reťaze.

U jednodužných píl je lepšia lišta čo najužšia. Je menej zvieraná a dá sa hneď za ňou klinovať. Lišta musí byť použiteľná pri práci oboma vetvami, ktoré môžu byť medzi sebou paralelné alebo eliptické. Širšie lišty zas menej chvejú. Preto musí byť vyriešený správny vzájomný pomer medzi dĺžkou, šírkou a hrúbkou lišty.

Najvhodnejšie sú lišty zlisované za tepla z 3 kusov, z pevnej a húževnatej oceli, lebo sú veľmi odolné proti opotrebovaniu a málo chýlostivé na deformáciu pri bočných silách.

Mazací kanálik je vedený do dna drážky hornej vetvy lišty. Vodiace pätky zubov reťaze olej strhujú so sebou a roznášajú ho po obvode celej lišty.

Ochranná lišta reťaze nie je potrebná, práve naopak, prekáža pri práci. Tie typy píl, ktoré dnes ešte ochrannú lištu majú, ju v krátkom čase zlikvidujú (NSR).

Pilová reťaz

Úspech použitia reťazovej pily závisí vo veľkej miere od druhu a stavu pilovej reťaze. Vývoj u pilových reťazí je vidieť v tom, že klasické rezacie reťaze, či už jednoduchých alebo zložitých zostáv zubov, sú nahradzované hobľovacími reťazami. Paralelne s vývojom hobľovacích reťazí sa zvyšuje aj ich rezná rýchlosť. Osová vzdialenosť nitov sa znižuje o 20–40 %.

Hobľovacia reťaz má v srovnaní s rezacou tieto výhody:

a) Dá sa ľahko brúsiť aj ručným pílikom priamo na pracovisku. Brúsi sa pomerne rýchlo, lebo má len dva typy zubov: ľavý a pravý hobľovací.

b) Hobľovacie zuby sú od seba dostatočne vzdialené a veľké priestory medzi zubia uľahčujú vynášanie hoblín z reznej špáry.

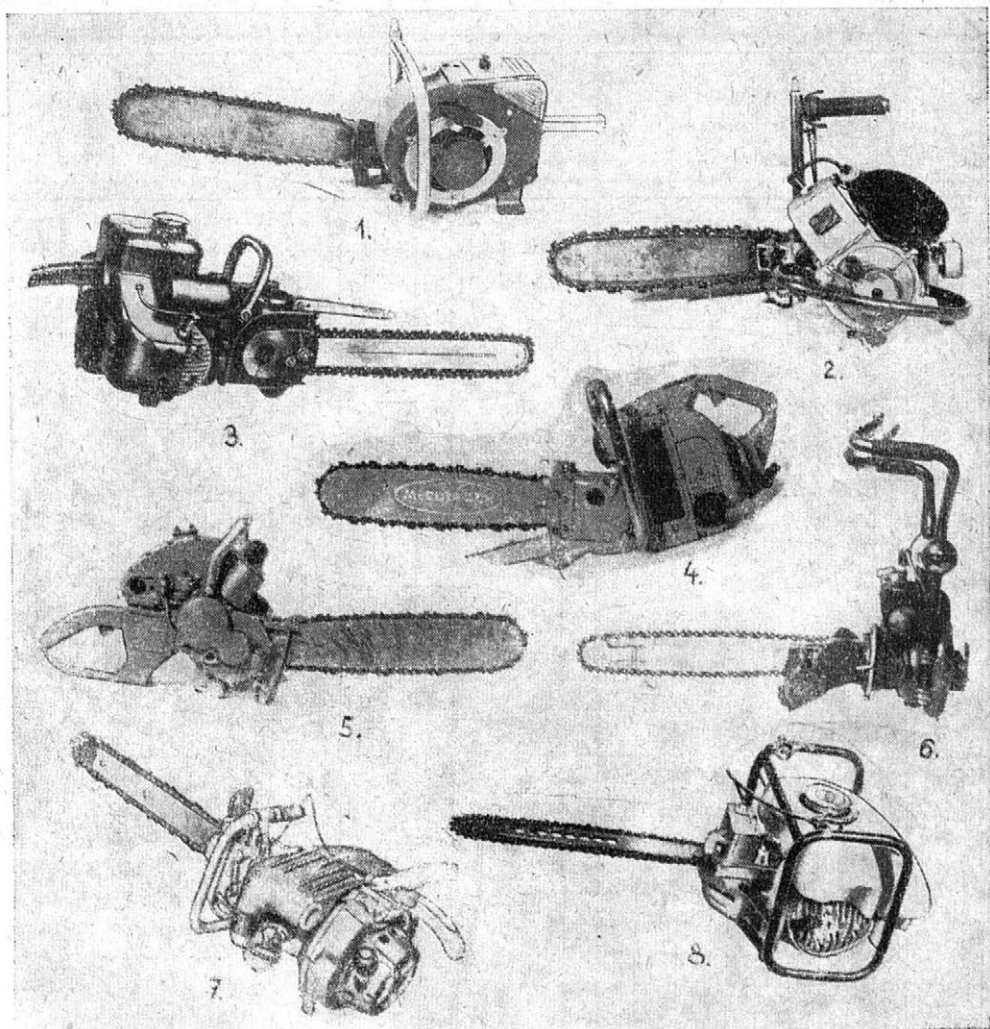
c) Nie je chýlostivá na smer prerezávania vlákien. Pracuje dobre i v šikmých smeroch, napr. pri odstraňovaní koreňových nábehov, odvetvovaní a pod.

d) Reťaz umožňuje lepšie napichávanie rezacej časti koncom lišty do dreva.

e) Reže rovnomerne a veľkosť záberu sa ľahko reguluje znížením výšky obmedzovacej pätky od hrotnice hobľovacích zubov. Veľkosť záberu sa teda nereguluje fyzickým tlakom robotníka na rezáciu časť, ako je tomu u reťazí rezacích.

Ako nevýhoda sa môže uviesť, že hobľovacia reťaz sa rýchlejšie otupí ako reťaz rezacie a treba ju častejšie brúsiť. Pri zarezaní reťazou do kameňa, železa a pod. sa ťažšie privádza do výkonného stavu. Rezné brity hobľovacích zubov sú po obvode spevňované.

Dá sa očakávať, že hobľovacie reťaze postupne úplne vytlačia z prevádzky reťaze rezacie. Problematika rezacej časti je u reťazových píl najmenej vedecky prebádaná a konštrukčné možnosti dosiaľ nie sú vyčerpané. V budúcnosti môže rezacia časť podstatne zlepšiť použitie reťazových píl a ich konštrukčné riešenie. Rezacia časť rozhoduje o spotrebe energie motorickej časti, o opotrebovaní motora pily a celkovej výkonnosti pily pri práci.



Rôzne typy jednomužných motorových píl: 1 - JMP 40 (ČSR), 2 - JMP 54 (ČSR), 3 - Stihl BLK (NSR), 4 - Mc-Culloch 33-B (USA), 5 - Homelite A-17 (USA), 6. - Družba (SSSR), 7 - JO BU (Norsko), 8 - BE BO (Švédsko)

Píla Wright používa na prerezávanie miesto reťaze pilový list s trojúhelníkovým ozubením, ktorý kmitá vo vodiacej lište. Veľkosť kmitu je 38 mm. Táto rezacia časť nedosahuje reznosti pilových reťazí, ale môže sa použiť na odvetvovanie a má oproti pilovým reťaziam veľmi nízke amortizačné odpisy. Niektorí odborníci tejto rezacej časti predpovedajú budúcnosť, zvlášť pri konštrukčnom riešení odvetvovacích mechanizmov.

Otáčanie rezacej časti

Rezacia časť sa musí otáčať spolu s časťou motorickou pri rôznych smeroch vedenia rezu. Niektorí nemeckí odborníci dnes ešte tvrdia, že účelné používať plavákový splynovač kvôli úspore paliva a rezáciu časť samostatne otáčať do prí-

Por. č.	Typ - značka	Štát	Výkon motora HP	Váha pily v kg	Obsah válcu m ³	Počet obr/min.
1.	JMP-54	ČSR	2	13,50	71	5,500
2.	JMP-40	ČSR	3	13,20	82	5,000
3.	DRUŽBA	SSSR	3,5	12	94	4,800
4.	EL - RAKET	Švédsko	3,0	11,4	62	5,100
5.	BE - BO	Švédsko	4,5	20	118	4,500
6.	JI - BU	Nórsko	3,0	11,5	76	4,500
7.	STIHL - BLK	NSR	3,5	12,8	98	5,000
8.	MC-CULLOCH 33B	USA	2,0	11,5	54	6,300
9.	HOMELITE EZ	USA	5,0	12,3	82	5,600
10.	HOMELITE 17	USA	3,5	12,4	71	5,800
11.	LOMBARD 44	USA	—	12,8	77	5,700

slušnej polohy. Tento ich názor je treba pokladať za nesprávny. U jednomužných píl musí byť lišta spojená s motorickou časťou na pevno, musí tvoriť konštrukčný celok a nesmie byť samostatne otočná. Splynovač musí pracovať spoľahlivo pri všetkých smeroch vedenia lišty. Týmto spôsobom odbremení motoristu od povinnosti mechanického nastavovania smeru lišty a má väčšiu manévrovaciu schopnosť pily, čo je dôležité jednak pri stínke a hlavne pri odvetvovaní listnatých kmeňov.

Fyziologické účinky

Dnes sa intenzívne zisťuje vzťah účinku reťazovej pily na motoristu, ktorý s ňou pracuje, na jeho telesný stav. Ide hlavne o zisťovanie účinkov:

a) V ý f u k o v ý c h p l y n o v, v ktorých sú obsažené škodlivé látky, hlavne kyslíčnik uholnatý. Motorista musí plyny vdychovať, lebo sa nachádzajú v jeho

Prevod do pomala	Rýchlosť reťaze v m/sec.	Obsah paliv. nádrže l	Zásoba oleja v maznici reťaze l	Dĺžka lišty cm	Šírka lišty s reťazou cm	Celkové rozmery: a) dĺžka b) šírka c) výška
3 : 1	4	1,00	0,20	40	13,6	a) 78 b) 37 c) 48
2 : 1	8	1,25	0,20	40—50	13,2	a) 88 b) 23,5 c) 32
3,1 : 1	4,5	1,50	—	44	8	a) 83 b) 48 c) 55
2,6 : 1	4,8	1,24	0,17	47	12	a) 89 b) 27,5 c) 31
2,8 : 1	5	1,81	0,20	45	9,5	a) 97 b) 41 c) 33
2,7 : 1	4,9	0,53	0,28	45	10	a) 92 b) 29 c) 29
2 : 1	7,5	1,07	0,28	45	9	a) 94 b) 36,5 c) 27
4,2 : 1	3,8	0,73	0,21	40	12,5	a) 85 b) 22 c) 81
1 : 1	14,5	1,33	0,40	43	12,5	a) 88 b) 32 c) 35
3,5 : 1	4,2	1,00	0,28	45	12,5	a) 92,5 b) 26 c) 35
2,1 : 1	6,9	1,02	0,26	40	12,5	a) 82 b) 33 c) 31

dýchacej zóne. Konštrukčné riešenie sov. pily „DRUŽBA“ odstraňuje závalu tak, že motorista pracuje v spriamenej polohe a jeho dýchacia zóna je zbavená výfukových plynov.

b) O t r a s y ovládacích elementov, ktoré zapríčiňuje vibrácia pily. Otrasy pôsobia na ramená, plecia, nervstvo a môžu zapríčiniť predčasnú únavu.

c) P ô s o b e n i e h l u k u. Keď hluk výfukových plynov prekročí určitú hranicu a dobu trvania, môže mať škodlivé účinky na sluchové orgány.

V š e o b e c n e

Celková konštrukcia pily musí byť zameraná tak, aby sa motorická časť mohla ľahko použiť ako univerzálny pohonný zdroj prenosnej energie v lese a doplnením

II. Výkon píl v ks na křukovom hriadieli a reťazi

Obrátky za min.	JMP-54	DRUŽBA	EL- RAKET		BE-BO		JO-BU		STIHL BLK		Mc-CUL- LOCH 33-B		HOME- LITE EZ		HOME- LITE 17 A		LOMBARD 44	
	H	H	H	R	H	R	H	R	H	R	H	R	H	R	H	R	H	R
3500		2,95			3,40	1,70	1,90	1,00										
4000	1,7	3,08	1,92	1,10	3,63	2,08	2,04	1,20	3,40	2,26								
4500	1,9	3,18	2,15	1,40	3,74	2,39	2,12	1,26	3,60	2,55	2,20		3,80	2,20			2,80	1,80
5000	2,0	3,19	2,30	1,60	3,66	2,40	2,08	1,12	3,70	2,64	2,34		4,10	2,50	3,20	1,6	3,08	2,00
5500	2,05	3,00	2,20	1,54	3,47	2,10	1,88	0,96	3,58	2,50	2,42		4,30	2,60	3,40	1,8	3,20	2,16
6000	2,0		1,60		3,22	1,72		0,77	3,23	2,18	2,32	1,10	4,08	2,26	3,20	1,6	3,22	2,10
6500	1,8					1,38		0,58			2,10	0,96	2,60	1,00			3,06	1,80
7000												0,80					2,70	1,32
7500												0,58					2,20	0,80

Vysvetlivky: H = Výkon píl na křukovom hriadieli

R = Výkon píl na reťazi

III. Reznosť píl v stínke (S) a rozrezávaní (R) v cm²/sec.

Ø v cm	Plocha	JMP-54	DRUŽ- BA	EL- RAKET		BE-BO		JO-BU		STIHL- BLK		Mc-Cul- loch 33-B		Homelite EZ		Homelite 17 A		Lombard 44	
	cm ²	R	R	S	R	S	R	S	R	S	R	S	R	S	R	S	R	S	R
10	78	26	26	19	26	—	26	—	26	19	19	11	24	19	26	—	26	19	26
15	177	28	35	22	27	25	29	19	27	29	35	17	25	29	44	25	32	25	33
20	314	29	35	24	28	28	31	24	28	34	44	24	26	35	59	26	34	28	35
25	491	30	37	25	29	29	29	26	29	35	42	26	27	37	61	27	35	29	37
30	707	29	32	25	27	27	28	25	28	33	41	25	30	39	58	28	34	30	33
35	962	27	30	24	26	26	—	24	—	32	38	25	31	37	53	29	33	30	32
40	1257	27	29	23	—	26	—	22	—	31	34	24	29	32	48	28	32	29	31

S — stínka

R — rozrez

rôznych adaptérov prispôbených prac. podmienkam zvýšila sa použiteľnosť reťazových píl. Pohonná sila sa musí dať odoberať priamo z kľukového hriadela, z hnacieho kolieska, alebo redukovať do pomala zvláštnym prevodovým súkolím podľa požiadavky funkčnej časti adaptéru, z ktorej hodnoty sa pri konštrukčnom riešení musí vychádzať.

U reťazových píl sa hodnotí aj celkový účelový vzhľad, hladký a ľahodný kryt bez vyčnievajúcich častí, ktorý sa dá ľahko očistiť. Ďalej sa kladie zvláštny dôraz na jednoduchosť pravidelnej údržby, ľahkú montáž a demontáž nielen hlavných ovládacích elementov a funkčných častí píly, ale celej píly vôbec. Typizácia skrutiek umožní obmedziť udržiavacie náradie na najmenšiu mieru.

Na celkovú výkonnosť reťazových píl v lese vplyva hlavne:

a) Dostatočné zásobovanie náhradnými súčiastkami.

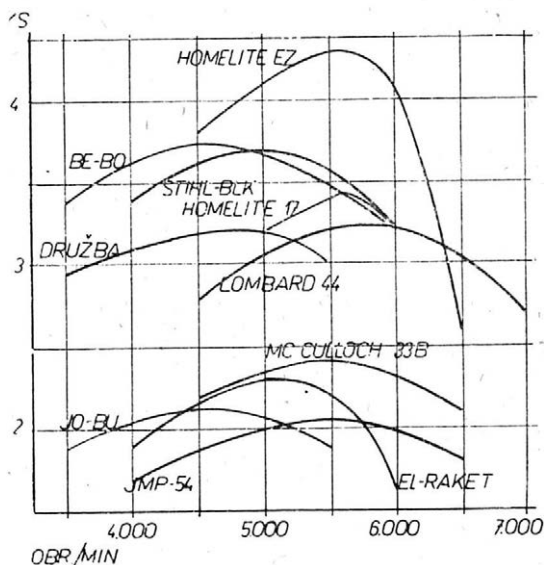
b) Spôsob prevádzkania údržby na pracovisku a v údržbárňach.

c) Kvalifikácia motoristu a jeho pracovná zručnosť.

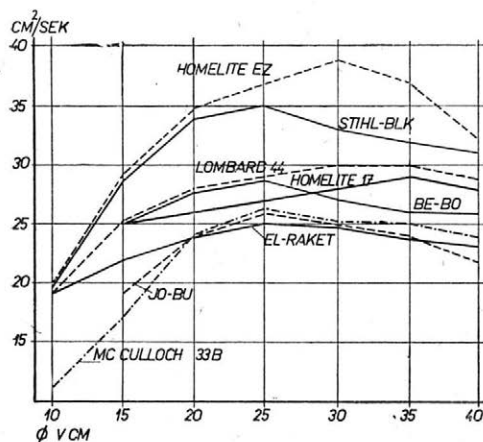
d) Organizácia práce pre vyššie percento využitia píly.

Technický prehľad dnes najbežnejšie používaných píl v Európe je tento:

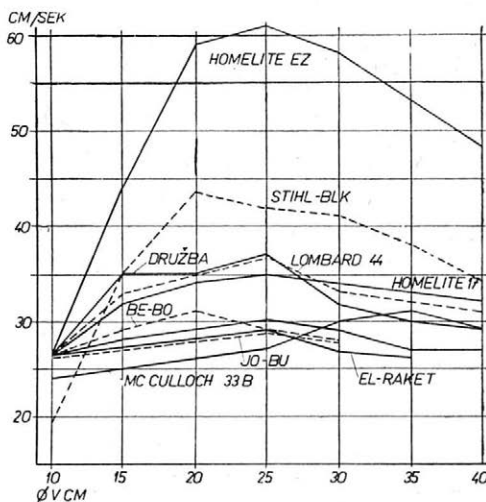
Všetky uvedené typy píl až na pílu Homelite EZ, majú klasické konštrukčné riešenie motorickej časti s prevodom do pomala. Homelite EZ má už priamy záber kľukovej hriadele na hnacie koliesko bez zníženia obrátok.



1. Vzťah výkonu píl k obrátkom motora



2. Reznosť píl v cm^2/sec v stínke stromov



3. Reznosť píl v cm^2/sec pri rozrezávaní

Tab. II a graf 1 vyjadruja vzťah výkonu píl k obrátkam. Najvyšší výkon dosahuje píla Homelite EZ s priamym záberom hnacieho kolieska.

Tab. III a graf 2 a 3 vyjadrujú reznosť píl v $\text{cm}^2/\text{sek.}$ v stínke a pri zvislom prerezávaní ihličnatého dreva.

Z uvedených grafov a tabuliek je vidieť, že naša jednomužná píla JMP-54 nedosahuje výkonnosti zahraničných reťazových píl a aj po stránke tvarovej je potrebné konštrukčné riešenie zlepšiť.

Súhrn

Z uvedenej problematiky jednomužných reťazových píl v snahe udržať krok s technickým vývojom v zahraničí vyplývajú pre nás tieto úlohy:

a) Pre výskum: 1. Nájsť vhodný materiál na rezáciu častí (vodiaca lišta a reťaz) a jeho tepelné spracovanie, aby vyhovoval pre rezáciu rýchlosťou reťaze do 20 m/sec.

2. Zistiť optimálne parametre pre hrúbku vodiacej lišty, šírku reťaze, uhlov brúsenia reťaze pre hlavné druhy drevín pri reznosti do $60 \text{ cm}^2/\text{sec.}$, z ktorých by vyplynula požiadavka na výkon motorickej časti píly s priamym záberom.

b) Pre konštrukciu a vývoj: Konštrukčne zladíť funkčné časti píly a použiť najnovšie metódy technológie výroby vysokoobrátkových spaľovacích motorov o obsahu do 100 cm^3 s optimálnym materiálovým zabezpečením výroby.

c) Pre výrobu: Pri sériovej výrobe schváleného typu píly je treba montáž dielcov prevádzať presne a svedomite, aby sa sériový výrobok v kvalite vyrovnal schválenému prototypu, prípadne bol lepší.

Otázka výroby náhradných súčiastok a ich včasná distribúcia až do montážnej dielne lesných závodov je práve tak dôležitá, ako technická úroveň reťazovej píly.

d) Pre lesnú prevádzku: Je potrebné udržať v lese stálych lesných robotníkov, u ktorých sa oplatí systematické zvyšovanie ich technickej úrovne v problematike využitia reťazových píl. Títo pracovníci sú zároveň zárukou obhospodarovania socialistického výrobného prostriedku ako prostriedku vlastného, čo sa prejaví v predĺžení jeho životnosti. Motorista plne ovládajúci mechanizmus je základnou buňkou pracovnej čaty v ťažbe dreva, ktorá sa organizuje v lese pre zvyšovanie percenta využitia reťazovej píly za pracovnú zmenu, prípadne pre zníženie výrobných nákladov na jednotku hmoty. Včasný a pravidelný prísun potrebných vecí k pílam (palivo, reťaze, súčiastky) tiež tvorí predpoklad k dobrému využitiu reťazovej píly a organizácii práce v pracovných čatách.

Literatúra

Štátny ústav pre skúšanie strojov, Ultuna—Upsala 7, Švédsko. Zprávy č. 1255, 1257, 1258, 1259, 1302, 1303, 1304, 1307.

Из приведенной проблематики одноручных цепных пил, чтобы идти в ногу с техническим развитием с заграницей, для нас вытекают следующие задачи:

а) В области научного исследования:

1. Найти пригодный материал для режущей части (пильная шина и цепь) и его термическую обработку, чтобы он отвечал режущей скорости цепи 20 м/сек.

2. Установить оптимальные параметры для толщины пильной шины, ширины цепи, углов заточки и цепей для главных древесных пород и при скорости резания до 60 см²/сек., из которых вытекает требование к производительности моторной части пилы с прямым захватом.

б) В области конструкции и развития:

Согласовать в конструкторском отношении рабочие части пилы и применить новейшие методы технологии производства двигателей внутреннего сгорания с высоким числом оборотов с кубатурой до 100 см³ с оптимальным материальным обеспечением производства.

в) В области производства:

При серийном производстве утвержденного типа пилы необходимо производить сборку деталей точно и тщательно, чтобы серийное изделие своим качеством отвечало утвержденному опытному образцу или даже его превосходило. Вопрос производства запасных частей и их своевременное распределение вплоть до монтажной мастерской лесных хозяйств так же важен, как и сам технический уровень цепной пилы.

г) В области лесозаготовки:

В лесу необходимо иметь постоянные кадры лесных работников, у которых рентабельно повышать систематически их технический уровень в проблематике использования цепных пил. Эти кадры одновременно являются гарантией правильного использования социалистического средства производства как собственного средства, что проявляется в удлинении его долговечности. Моторист, полностью владеющий механизмом цепной пилы, является основным работником рабочего звена в лесозаготовке, которое организуется в лесу для повышения использования цепной пилы за рабочую смену, а также и для снижения издержек производства на единицу древесной массы.

Своевременное и регулярное снабжение необходимыми материалами к пилам (горючее, цепи, запасные части) также создает условия для хорошего использования цепной пилы и организации труда в рабочих звеньях.

Technische Charakteristik der Einmann-Motorsägen

Aus der angeführten Problematik der Einmann-Motorsägen ergeben sich für uns, damit wir den Schritt mit technischem Fortschritt in Ausland halten können, folgende Aufgaben:

а) Für die Forschung:

1. Für die Schneideteile (Schwert und Kette) und ihre Heizverarbeitung ein solches Material zu finden, daß es der Kettenumlaufgeschwindigkeit 20 m/sec entspricht.

2. Die optimalen Parameter für Schwertstärke, Kettenbreite, Schliffwinkel und Kette für die Hauptholzarten mit Schnittleistung 60 cm²/sec festzustellen, aus welchen die Forderung auf den Motorteil der Säge mit direktem Antrieb abgeleitet werden könnte.

b) Für die Konstruktion und Entwicklung:

Die Funktionsteile der Säge konstruktionsweise abzustimmen und die neuesten technologischen Methoden für die Erzeugung der Verbrennungsmotoren von hoher Drehzahl, 100 ccm Hubraum und mit einer optimalen Materialsicherung der Erzeugung anzuwenden.

c) Für die Erzeugung:

Bei der Serienerzeugung eines genehmigten Sägetypes muß die Montage der Bestandteile genau und gewissenhaft durchgeführt werden, damit das Serienerzeugnis dem genehmigten Prototype gleichkommt, bzw. besser sei. Ebenso wichtig wie die technische Seite ist das Problem der Erzeugung der Ersatzteile und ihrer rechtzeitigen Distribution bis zu den Montagewerkstätten der Forstbetriebe.

d) Für den forstlichen Betrieb:

Es ist notwendig die Kader von Waldarbeitern ständig für Waldarbeit zu erhalten, und es rentiert sich ihre Kenntnisse über die Motorsägenausnutzung systematisch zu erhöhen. Diese Kader bilden gleichzeitig eine Garantie, daß die sozialistischen Erzeugungsmittel werden richtig und ökonomisch bewirtschaftet werden und daß dies auch zur Verlängerung ihrer Lebensdauer führen wird. Der Motorsägeführer, der vollkommen den Sägemechanismus beherrscht, bildet bei der Holznutzung eine Grundzelle der Arbeiter-Partie, die sich im Walde zwecks Leistungssteigerung beim Motorsägeneinsatz pro eine Arbeitsschicht, bzw. zwecks Herabsetzung der Erzeugungsaufwände pro eine Holzmasseneinheit organisiert.

Eine sehr wichtige Voraussetzung für gute Motorsägenausnutzung und Arbeitsorganisation bildet schließlich eine rechtzeitige und regelmäßige Lieferung des notwendigen Materials (Treibstoffe, Ketten u. a. Bestandteile) zu jeder Motorsäge.

Poznatky ze zkoušek řezacích částí motorových pil

К вопросу испытания режущих частей моторных пил

Erkenntnis aus den Proben mit Schnittteilen der Motorsägen

Inž. A. ŠVENDA — inž. M. KŘÍŽ

Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti ČSAZV, Zbraslav n. Vlt. - Strnady

Došlo dne 21. X. 1958

Úvod

Důležitým funkčním prvkem motorové pily je její řezací část, která do značné míry ovlivňuje použitelnost pily při práci v lese. Vhodně volený typ a dobrá kvalita řezacího řetězu a vodící lišty zvyšuje pracovní výkon pily, usnadňuje její obsluhu a údržbu a snižuje poruchovost. Proto také věnují výrobci motorových pil velkou pozornost vývoji a zdokonalování řezacích částí motorových pil.

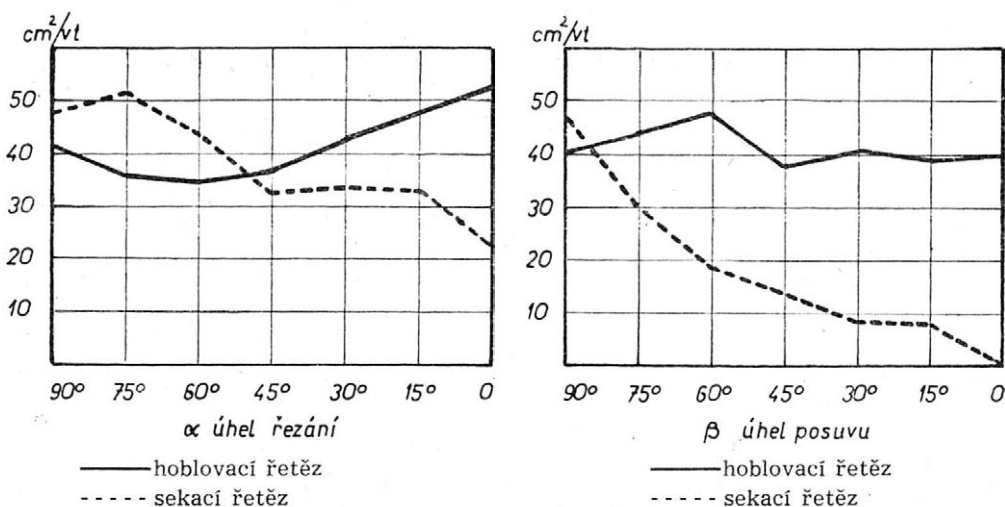
V současné době jsou největšími výrobci motorových pil kapitalistické státy, zvláště USA. Směr vývoje řezacích částí udává několik firem, které se intenzivně zabývají jejich výzkumem a zdokonalováním. Z pochopitelných důvodů nevěřejí tito výrobci ani způsob výzkumných prací v tomto oboru, ani popis používaných prostředků. Jsou známy pouze principy zařízení a přístrojů používaných různými výrobci či zkušebními ústavy. Jde v podstatě o různé dokonalá měřicí zařízení, umožňující sledovat příkon či přímo výkon potřebný k pohonu řetězky řezacího řetězu; ke zkouškám jednotlivých zubů či skupin zubů se používá přístrojů kyvadlových či jiného typu.

Poslední léta prokázala oprávněnost úsilí věnovaného zdokonalování řezacích částí motorových pil a přinesla dobré výsledky; sekací řetěz se zuby, které řezaly dřevo tak jako zuby ručních pil, nahradily z mnoha hledisek výhodnější hoblovací řetězy, řezající dřevo celým parabolicky prohnutým ostřím na přední straně zubu. Typ těchto řetězů byl sice znám již dlouhá léta, jeho klady však nebyly dříve doceněny.

Podle mínění většiny specialistů jsou hoblovací řetězy výhodnější než sekací řetězy (K u o s m a n, M c K e n z i e). Zkoušky ukázaly, že nové řetězy je možno konstruovat a ostřit tak, aby jejich pracovní vlastnosti byly stejné či lepší než vlastnosti sekacích řetězů, a to jak z hlediska řeznosti, tak i potřebného příkonu. Při použití vhodného materiálu je ostření nových řetězů snadné a životnost ostří dostačující.

Další předností hoblovacích řetězů je jejich vysoká řeznost i v šikmých a podélných řezech. Řeznost sekacích řetězů klesá při zmenšování úhlu řezání (tj. úhlu odklonu hrotnice řetězu od dřevních vláken) a zvláště při zmenšování úhlu

posuvu (tj. úhlu sevřeného mezi směrem posuvu lišty a dřevními vlákny). Příčinou poklesu řeznosti je nestejněmorné zatížení obou stran řezacího řetězu. U hoblovacích řetězů se pracovní zatížení zubu rozkládá po celé jeho přední hraně, takže těžiště odporu leží v rovině souměrnosti řetězu, což má na řeznost příznivý vliv. U těchto řetězů nedochází v šikmých řezech k podřezávání a ani řeznost se téměř nemění, jak ukazuje graf 1 (K-u o s m a n, D r e c h s l e r).



1. Řeznost sekacích a hoblovacích řetězů na smrku při různých úhlech řezání a posuvu

Zkoušky zjišťující vliv geometrie ostření hoblovacích řetězů (M c K e n z i e) prokázaly, že ostření je třeba konat velmi pečlivě; zvláště přesně musí být snižovány omezovací zuby.

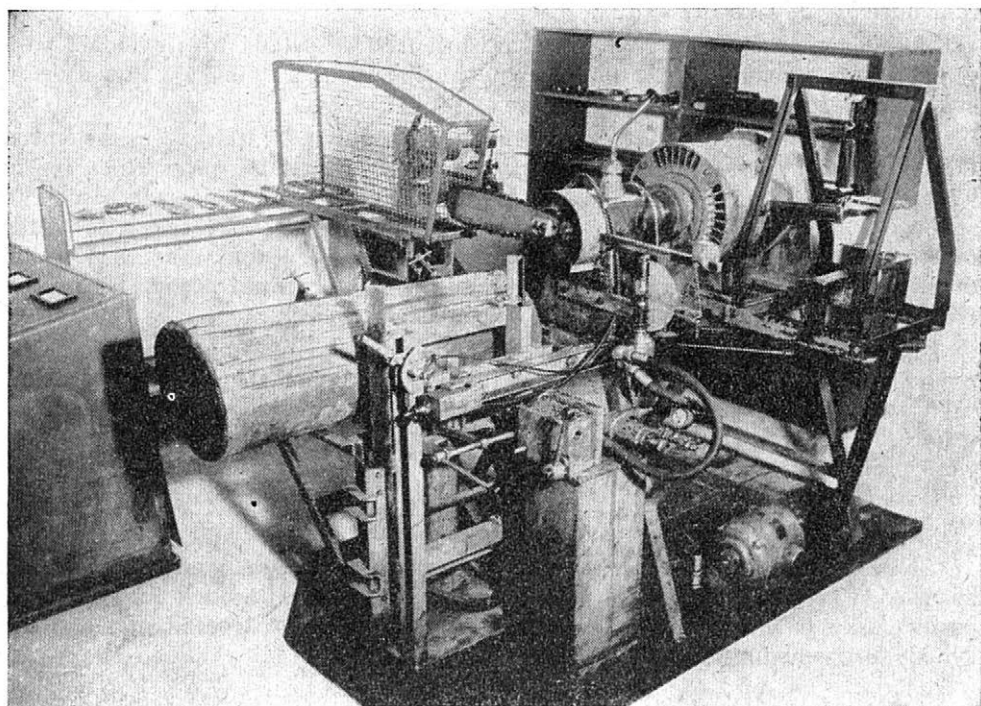
Přednosti hoblovacích řetězů dosvědčuje nejlépe skutečnost, že nahradily během krátké doby dosavadní sekací řetězy téměř u všech pil světové výroby. Rychlý průběh této změny je pochopitelný, uvážíme-li skutečnost, že na západním trhu se motorové pily řadí mezi výrobky lehkého průmyslu; jejich výroba vyžaduje poměrně krátkodobou investici, takže jejich zlepšený odbyt v posledních letech přinesl vzápětí jejich další zdokonalování a široké uplatňování všech novot.

V našem státě se zabývá zdokonalováním řezacích částí motorových pil Výzkumný ústav lesního hospodářství a myslivosti. Práce na tomto úkolu sledují vlastnosti řezacích částí, zvláště řetězů, v závislosti na jejich úpravě a pracovních podmínkách. Získané poznatky se předávají výrobcům pil a lesním závodům jako podklady pro výrobu a údržbu řezacích částí.

Hlavním ukazatelem pro hodnocení řezacího řetězu je spotřeba práce na jednotku přeřezané plochy. Tento ukazatel se mění podle typu a složení řetězu, podle zvolené geometrie řezacích částí zubu, podle tlaku do řezu, řezné rychlosti, podle směru řezání ve vztahu k průběhu dřevních vláken a dalších činitelů. Důležitým činitelem je i kvalita konstrukčních materiálů, určující trvanlivost řetězu a životnost ostří a ovlivňující snadnost ostření.

Aby bylo možno zjistit vliv každého z těchto činitelů, je nutno zkoumat je odděleně, tj. při nezměněných ostatních činitelích a ve stejných pracovních podmínkách. Z pracovní charakteristiky řetězu při různých kombinacích zkoumaných činitelů je možno pak vyvozovat závěry o výhodnosti hodnot jednotlivých činitelů a stanovit jejich nejvýhodnější kombinace.

Základní podmínkou správného zhodnocení vlastností daného řetězu je tedy přesné stanovení energie spotřebované na pohon řetězu. K tomuto účelu byla laboratoř výzkumného ústavu vybavena měřicí aparaturou (viz obr. 2).



2. Měřicí aparatura pro zkoušky řezacích řetězů.

Popis měřicí aparatury

Podstata měřicí aparatury spočívá v elektromechanické brzdě, kterou tvoří regulační stejnosměrný elektromotor napájený Ward-Leonardovým soustrojím. Stator elektromotoru je uložen otočně kolem osy rotoru a je opatřen ramenem určité délky, zavěšeným do cejchované pružiny. Na ramenu je připevněno registrační pero, které je součástí registračního mechanismu, zaznamenávajícího průběh kroutičního momentu při řezání na pásku papíru o šířce 120 mm. Rameno statoru je vyváženo protizávažím.

Za regulačním elektromotorem je uložena rychlostní skříň, jejíž vývod je ukončen kuželem pro upevnění řetězového kolečka motorové pily. Rychlostní skříň se třemi převodovými stupni umožňuje volbu otáček řetězky v rozsahu 1000 až 8500 *ot/min*. Řezná rychlost je pak dána rozměry řetězky, takže například pro řetěz JMP-54 lze volit na aparatuře řeznou rychlost v rozsahu 3–25 *m/sec*. Podle konkrétního zatížení je však horní hranice otáček prakticky omezena výkonem regulačního motoru.

Počet otáček regulačního motoru se průběžně sleduje na měřiči otáček, který je spojen s tachodynamem uloženým na volném konci hřídele regulačního elektromotoru.

Kolem osy řetězky je otočně uložena deska pro upnutí řezací lišty, opatřená ramenem pro vyvažovací závaží.

Regulační elektromotor a ostatní příslušenství se ovládá přes ovládací pult, v němž jsou instalovány kromě regulačních odporů a spínačů i bezpečnostní a kontrolní přístroje.

Přeřezávané dřevo se do řezu posunuje samostatným hydraulickým systémem. Dřevo se upíná na stůl s vertikálním posuvem, který je zvedán proti liště a řetězu hydraulickým teleskopickým válcem. Zvedací válec se plní olejem ze zásobníku zubovou pumpou se samostatným elektromotorem. Hydraulický okruh je veden přes ovládací centrum tvořené řadou šoupátek spojených jednak s bezpečnostními dorazy, jednak s ručními ovládacími pákami. Výchozí rychlost posuvu lze v určitých mezích volit pomocí regulačního přepouštěcího ventilu.

Nejdůležitější složkou ovládacího centra je šoupátko, umožňující automatickou regulaci konstantního tlaku lišty do řezu. Šoupátko je umístěno do přívodu oleje před zvedací válec a je ovládáno vyvažovacím ramenem lišty, takže vertikální pohyb lišty přímo otevírá nebo uzavírá přívod oleje do zvedacího válce. Cejchovaná pružina šoupátka, velká strmost uzavírací křivky a regulační šrouby umožňují volit a během řezu udržet konstantní tlak na lištu s dostatečnou přesností.

Mazání řetězu se děje ručně ovládaným mazacím systémem.

Náhon posuvu pásky registračního přístroje pro záznam kroutícího momentu je vyveden přes ručně ovládanou zubovou spojku přímo od hřídele řetězky, takže posuv pásky je přímo úměrný počtu otáček řetězky. Toto uspořádání má určité výhody při vyhodnocování grafických záznamů.

Záznam a vyhodnocení podkladů

Jak již vyplynulo z popisu aparatury, lze volit před každým zkušebním řezem tlak na lištu a výchozí řeznou rychlost. Kromě těchto volených hodnot zaznamenávají se údaje o zkoušeném řetězu (typ, geometrie broušení, délka lišty apod.) a materiálu (dřevina, vlhkost, rozměry, vady apod.).

Během řezu se zjišťují a zaznamenávají: doba řezu (t), maximální pokles otáček řetězky a popisuje se chování řetězu v řezu na základě vizuálního pozorování. Nejdůležitější podklad — průběh kroutícího momentu se získává automatickým grafickým záznamem.

Při vyhodnocování podkladů je úkolem získat pro každý řez tyto ukazatele:

- a) specifická spotřeba práce na vlastní řez ($L_{sp} = \text{kgm/dm}^2$);
- b) průměrný příkon (k_{pr});
- c) řeznost ($\dot{R} = \text{cm}^2/\text{sec}$);
- d) průměrná řezná rychlost ($R = \text{m/sec}$);

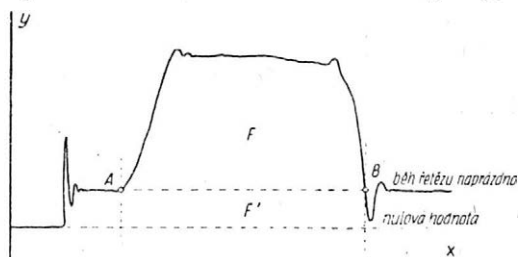
Volba jednotlivých ukazatelů použitých k vyhodnocování se řídí podle cíle konaného měření.

Základem pro získání uvedených ukazatelů je vyhodnocení grafického záznamu průběhu M_k . Charakteristický průběh je znázorněn na grafu 3. Nejdůleži-

tější složkou záznamu je plocha F , jejíž velikost je přímo úměrná množství práce spotřebované na celý řez (L), takže

$$L = F \cdot C \text{ (kgm/řez)} \quad (1)$$

při čemž C je konstanta pro plošnou jednotku grafického záznamu. Tato úměrnost je dána skutečností, že horizontální složka grafu (x) vyjadřuje jednoho činitele energie — dráhu a složka vertikální (y) vyjadřuje činitele druhého — sílu.



3. Grafický záznam spotřeby práce na řez: A — počátek řezu, B — konec řezu, F — plocha ekvivalentní práci spotřebované na čistý řez — L , F' — plocha ekvivalentní práci spotřebované na volný běh řetězu a ztráty v převodech

Délka záznamu $\overline{AB}$ je přímo úměrná počtu otáček řetězky během řezu, takže celkový počet otáček řetězky

$$n = \overline{AB} \cdot c \text{ (ot/řez)} \quad (2)$$

při čemž c je konstanta, vyjadřující počet otáček na jednotku délky záznamu, (pro $x = 1 \text{ cm}$), závislá na převodovém čísle registračního mechanismu (i_r) a průměru posunovacího válce (d),

$$c = \frac{i_r}{\pi d} \text{ (ot/x)} \quad (3)$$

Pro potřeby našeho vyhodnocení používáme konstanty c jako součinitele dráhové složky energie (m), kterou určuje kromě otáček řetězky i délka ramene regulačního statoru (l), při čemž nutno počítat se zařazeným převodem rychlostní skříně ($i_{př}$), takže

$$m = \frac{c \cdot 2 \pi \cdot l \cdot i_{př}}{100} = \frac{i_r \cdot i_{př} \cdot l}{50 d} \text{ (m/x)} \quad (4)$$

Silovou složku energie (p) pro $y = 1 \text{ cm}$ získáváme přímým cejchováním pružiny pro registraci Mk , při kterém zjišťujeme interval grafického záznamu (v) pro sílu (P) působící v místě závěsu ramene statoru regulačního elektromotoru.

$$p = \frac{P}{v} \text{ (kg/y; } y = 1 \text{ cm)} \quad (5)$$

Hledaná konstanta C je pak násobkem hodnot m a p

$$C = m \cdot p = \frac{i_r \cdot i_{př} \cdot l \cdot P}{50 d \cdot v} \text{ (kgm/1 cm}^2 \text{ záznamu)} \quad (6)$$

Jelikož hodnoty pro výpočet m jsou dány konstrukcí aparatury, závisí hodnota C jenom na volbě pružiny registračního zařízení. Pružina se volí podle předpokládaného maximálního Mk za účelem zvýšení přesnosti záznamu plným využitím výšky registrační pásky.

Pro jednotlivé pružiny a zařazené převodové stupně (i_{pr}) lze sestavit trvalou pomocnou tabulku konstant C, takže vlastní vyhodnocení grafického záznamu se omezí na zjištění plochy F a její vynásobení příslušnou konstantou C.

Tím tedy získáváme základní hodnotu — celkovou spotřebu práce na vlastní řez — L, z níž odvozujeme většinu hledaných hodnot:

a) specifická spotřeba práce na vlastní řez

$$L_{sp} = \frac{L}{F_o} \text{ (kgm/dm}^2\text{)} \quad (7)$$

F_o = plocha řezu v dm^2

b) průměrný příkon na vlastní řez

$$k_{pr} = \frac{L}{t \cdot 75} \text{ (sec/řez)} \quad (8)$$

t = doba řezu v sec.

c) řeznost

$$\check{R} = \frac{F_o}{t} \cdot 100 \text{ (cm}^2\text{/sec)} \quad (9)$$

d) průměrná řezná rychlost

$$R = \frac{n}{t} \cdot 60 \cdot d' \text{ (m/sec)} \quad (10)$$

d' = pracovní průměr řetězky

Dílčí výsledky v roce 1957

Všeobecné zavádění hoblovacích řetězů u pil zahraniční výroby a jejich předností uváděné výrobci vedly k rozhodnutí opatřit pily naší výroby rovněž řetězy nového typu. Potřeba dodat lesnickému provozu tyto řetězy co nejdříve, nedovolila však zabývat se důkladněji jejich výzkumem a první prototypy byly vyrobeny podle zahraničních řetězů. V dalším bylo třeba:

1. Ověřit, zda jsou naše prototypy schopny dalšího provozu a zkoušek.
2. Ověřit výhody hoblovacích řetězů uváděné zahraničními výrobci, zvláště jednoduchost údržby a lepší řezné vlastnosti.

3. Dostupnými metodami stanovit nejvhodnější hodnoty pro provoz a údržbu — průměr pilníku, polohu osy pilníku vzhledem k hrotnici, horizontální a vertikální úhel broušení a snížení omezovací patky.

4. Dostupnými prostředky stanovit optimální řezné rychlosti hoblovacích řetězů, hlavně s ohledem na připravovanou JMP-40.

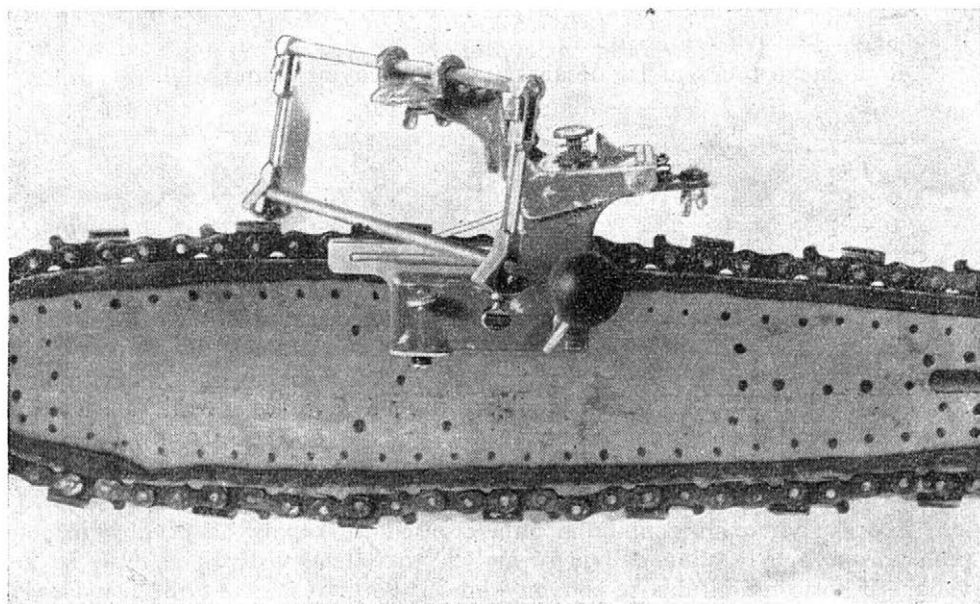
5. Porovnat výsledky našeho krátkého vývoje se zahraničními výrobky.

Hlavní cestou řešení těchto úkolů byly laboratorní zkoušky, při nichž jsme postupovali srovnávací metodou. K měření jsme použili zlepšené měřicí aparatury, která umožňuje volit konstantní tlak do řezu a výchozí řeznou rychlost a měřit jakýkoliv řetěz.

Pro všechny zkoušky byl zvolen jednotný konstantní tlak do řezu 15 kg, což odpovídá zhruba podmínkám při řezání jednomužnou motorovou pilou. Volba řezné rychlosti je technicky možná v rozmezí od 3 do 25 m/sec. Při řezu je však omezena výkonem regulačního elektromotoru (5 kW), takže prakticky bylo možno použít řezné rychlosti do 10 m/sec. Tento rozsah se ukázal při zkouškách jako dostačující.

Spotřeba práce byla při měření zjišťována na vlastní řez, tj. bez spotřeby práce na pohyb řetězu v liště. Příkon pro pohyb řetězu v liště byl zjišťován odděleně. Jako hlavní ukazatel pro srovnání byla použita specifická spotřeba práce (kgm/dm^2).

Základní dřevinou pro zkoušky byl čerstvý smrk o průměru kolem 30 cm s kůrou. Část zkoušek se konala rovněž s dubem a topolem. Hodnoceny byly i řezné vlastnosti zkoušených řetězů v šikmých řezech, odkloněných od roviny příčných řezů o 22° . Veškeré broušení se konalo ručně pomocí brouscího aparátu



4. Brouscí aparát Fille-N-Joint

FILE-N-JOINT, který umožňuje brousit v intervalech po 5° (obr. 4). Existující elektrické brusky nebylo možno k tomuto účelu použít, poněvadž na nich nelze přesně nastavit požadované hodnoty.

Jelikož se předpokládalo, že vliv průměru pilníku a pohyb osy pilníku vzhledem k hrotnici nebude možno bezpečně na dosavadní aparatuře postihnout a mimoto by tím rozsah zkoušek vzrostl do nevládnutelných rozměrů, udal výrobce řetězů analogicky podle zahraničních údajů průměr pilníku 6 mm a jeho výšku stanovil polohou nejvyšší přímkou jeho povrchu, která má převyšovat hrotnici řetězu o $\frac{1}{5}$ průměru pilníku. Ze stejných důvodů, jsme upustili od zjišťování vlivu vertikální odchylky pilníku.

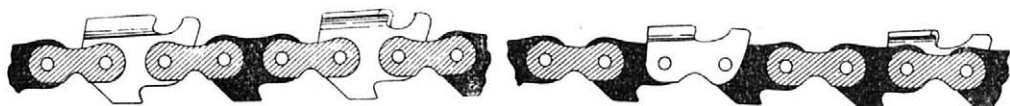
Výsledky zkoušek

Ke zkouškám byly dodány prototypy dvou základních typů hoblovacích řetězů (viz obr. 5): řetěz typu A s řezacím zubem vyvedeným ze střední řady zubů, tj. zubů opatřených vodicími patkami, a typu B s řezacími zuby v bočních řadách.

Při srovnání typu A a B se ukázalo, že typ A má lepší řezné vlastnosti. Specifická spotřeba práce u typu B byla v průběhu zkoušek o 15–45 % horší než u typu A. Příčina nebyla dosud jednoznačně prokázána a tkví pravděpodobně v konstrukčním provedení. Přednost typu A je pravděpodobně v lepším vedení pracovních zubů a v lepším podélném zpevnění řetězu.

Pokud se týká jednoduchosti údržby, je možno říci, že údržba hoblovacích řetězů je proti původním podstatně jednodušší, a to z těchto hlavních důvodů:

1. počet pracovních zubů je nižší,
2. počet hodnot pro broušení je nižší,
3. údržba je téměř stejná, popříp. i jednodušší než u ručních pil a je možno ji konat na pracovišti,
4. přesného broušení lze dosáhnout jednoduchými pomůckami.



5. Prototypy hoblovacích řetězů typu A a B.

Při srovnávacích zkouškách s původními řetězy nebylo u hoblovacích řetězů dosaženo vyššího efektu. Zatímco specifická spotřeba práce se u sekacího řetězu pohybovala v oblasti od 250 do 350 kgm/dm^2 , činila u hoblovacího řetězu 300 až 375 kgm/dm^2 . U šikmých řetězů je situace opačná. Zatímco u hoblovacích řetězů se zvýšila specifická spotřeba práce jen o 10–15 % a rovina řezu nebyla narušena, nebylo u původních řetězů možno většinu řezů dokončit pro silné podřežávání.

Zkoušky vlivu horizontálního úhlu broušení se konaly na prvních prototypch. Přestože byly silně ovlivněny malým rozvodem, vedly k závěru, že nejvhodnější horizontální úhel se pohybuje od 35° do 45° (smrk a tvrdé listnáče 35°, topol 40–45°).

Vliv snížení omezovací patky byl sledován při horizontálním úhlu 35° u smrku a bylo zjištěno, že nejvhodnější snížení pro typ A je 1,0 mm. Pro tvrdé listnáče bude nepřímo úměrné specifické práci, tj. 0,8 mm.

Specifická spotřeba práce při 7 m/sec :

snížení 0,7 mm	—	364 kgm/dm^2 ,
snížení 1,0 mm	—	316 kgm/dm^2 ,
snížení 1,3 mm	—	354 kgm/dm^2 .

Při zjišťování optimální řezné rychlosti hoblovacích řetězů nutno vycházet ze skutečnosti, že řezná rychlost má vliv jak na techniku práce s motorovou pilou, tak i na její konstrukci. Vliv na techniku práce jsme dosud nemohli zodpovědně ohodnotit, poněvadž jsme neměli k dispozici ani naši, ani dovezenou pilu s vysokou řeznou rychlostí a jiným způsobem než praktickými zkouškami nelze tento nový prvek v konstrukci zahraničních pil posoudit. Lze předpokládat, že vysoká řezná rychlost působí příznivě na techniku práce, poněvadž nižší tažná síla spolu s menším snížením omezovací patky umožňuje práci kteroukoliv částí lišty bez opěrky (horní stranou lišty i špičkou). Toto usnadnění práce by bylo důležité při odvětvování, při práci za ztížených podmínek a zvláště při manipulaci v terénu, kdy i při nepříznivé poloze kmene (například při přerézávání kmene nad propadlinou)

umožňuje obejít se bez jinak nutné pomoci druhého dělníka. Výhody vysoké řezné rychlosti se zdají být podstatné, bude proto nutno pečlivě je přehodnotit.

Při zjišťování vlivu řezné rychlosti na konstrukci a na pracovní režim motorové pily byly zjištěny tyto důležité vztahy:

1. S rostoucí řeznou rychlostí klesá specifická spotřeba práce. Tak např. u univerzálního řetězu typu A (úhel ostří 35° , snížení 1 mm) klesla při řezání smrku z 328 kgm/dm^2 při 6 m/sec na 311 kgm/dm^2 při 9 m/sec .

2. S rostoucí řeznou rychlostí stoupá příkon potřebný na pohyb řetězu v liště způsobem, který je rozhodující pro volbu řezné rychlosti. Hodnoty naměřené u lišty JMP-40 jsou uvedeny v grafu 6. U lišty Mc Culloch Super 33 s řetězem P 8 byly naměřeny v oblasti nad 10 m/sec příznivější hodnoty, ale charakter křivky je stejný.

Z měření vysvítá, že při volbě vyšších řezných rychlostí je bezpodmínečně nutno počítat s vyšším výkonem motoru.

Výsledky zkoušek nevedly ve zkoušené oblasti řezných rychlostí ke stanovení všeobecné optimální řezné rychlosti. Pro její stanovení je nutno vždy určit další podmínku, tj. výkon motoru.

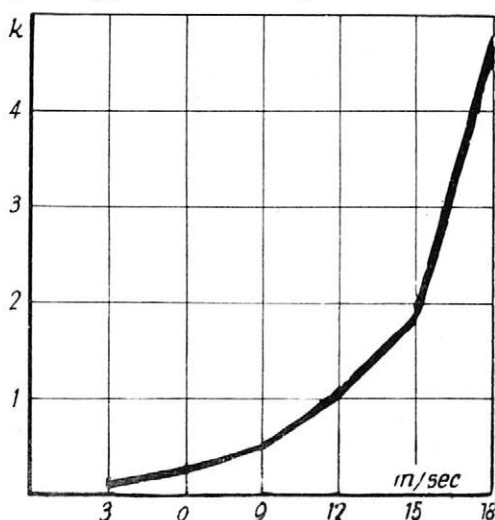
Na základě našich zkoušek lze tedy stanovit optimální řeznou rychlost pro připravovanou JMP-40. Za předpokladu, že motor pily bude mít výkon na klikové hřídeli 3 k , že bude použito řetězu UHA (úhel ostří 35° , snížení 1 mm , smrk), bude při tlaku do řezu 15 kg optimální řezná rychlost $7\text{--}8\text{ m/sec}$. Tato rychlost vyhovuje i pro případ, že bude kromě hoblovacího používán i sekací řetěz.

Pro srovnání se zahraničními výrobky byly získány tyto řetězy:

1. řetěz P 8, který je určen pro poslední model jednomužné motorové pily s převodem Mc Culloch - 39. Konstrukce tohoto řetězu je podobná jako u našeho typu B;

2. řetěz Dolmar — dvouřadý řetěz určený pro jednomužnou pilu Dolmar CP-60.

Laboratorní srovnání těchto řetězů s řetězem UHA (35° , $1,0\text{ mm}$, smrk), při řezných rychlostech $6\text{--}9\text{ m/sec}$ ukázal, že typ UHA se hospodárností řezu



6. Vliv řezné rychlosti na příkon potřebný k běhu řetězu naprázdno

zhruba vyrovná americkému řetězu P 8, a že typ Dolmar je podstatně horší. Specifická spotřeba práce typů UHA a P 8 se pohybovala v oblasti 312 až 357 kgm/dm^2 , zatímco u typu Dolmar činila až 750–938 kgm/dm^2 .

Vývoj hoblovacích řetězů v r. 1957 přinesl kladné výsledky a nová československá jednomužná pila JMP-40, tak jako i dvoumužná pila DMP-Motos budou již vybaveny hoblovacími řetězy. V současné době se prototypy hoblovacích řetězů zkoušejí v provozu a pracuje se na ekonomickém a technickém zhodnocení tvrdého chromování.

Souhrn

Jedním z nejdůležitějších funkčních prvků motorové pily je řezací řetěz. Jeho všestranná kvalita je předpokladem pro hospodárné využití motorové pily.

V posledních letech se věnovala oprávněná pozornost novému typu — tzv. hoblovacímu řetězu. Úkolem výzkumného pracoviště bylo zhodnotit hoblovací řetězy československé výroby.

Hlavním kritériem při hodnocení řetězů byla specifická spotřeba práce (kgm/dm^2). Tato hodnota byla měřena na speciální aparatuře založené na principu elektromechanické brzdy s automatickou registrací krouťícího momentu a otáček, s volitelným a automaticky udržovaným tlakem do řezu a s volbou otáček od 1000 do 8500 ot/min .

Výsledky zkoušek ukázaly, že z předložených typů vyhovuje lépe typ, jehož pracovní články vycházejí ze střední řady a jsou svými patkami vedeny v drážce lišty. Specifická spotřeba práce u typu s bočními pracovními články byla o 15–45 % vyšší.

Ve srovnání se sekacím řetězem dosavadní výroby vykazoval hoblovací řetěz v kolmých řezech poněkud horší výsledky (300–375 kgm/dm^2 proti 250 až 350 kgm/dm^2), avšak u řezů šikmo na vlákna byly výsledky zcela jednoznačné pro hoblovací řetěz.

Na základě zkoušek byly doporučeny hodnoty pro broušení hoblovacích řetězů.

Při zkoumání problému vyšších řezných rychlostí bylo zjištěno, že s řeznou rychlostí mírně klesá specifická spotřeba práce, avšak prudce stoupá příkon na vlastní pohyb řetězu v liště, což je velmi důležité z hlediska volby výkonu motoru.

Při srovnávání předložených typů hoblovacího řetězu se zahraničními výrobky bylo zjištěno, že nejvhodnější typ se vcelku vyrovná výrobkům předních světových výrobců.

Literatura

1. McKenzie W. M.: The performance of gauge type power saw chains (Výkonnost hoblovacích řetězů motorových pil). Austr. Timber 1955, č. 10. — 2. Kuosman V. V., Drechsler M. M.: Universalnye pilnye cepi (Univerzální hoblovací řetězy), Lesnaja promyšlenost 1956, ú. 2. — 3. Paciora P. P., Ruděnkó N. F.: Elektropily dlja valki a razdelki lesa (Elektrické pily na kácení a zkracování), Goslesbumizdat, Moskva 1952. — 4. Prospekty motorových pil zahraničních firem. — 5. Materiály VÜLH.

К вопросу испытания режущих частей моторных пил

Одним из главнейших рабочих элементов моторной пилы является пильная цепь. Ее всестороннее качество является предпосылкой экономного использования моторной пилы.

В последние годы вполне обоснованно уделялось внимание новому типу — так называемой строгальной цепи. Заданием Научно-исследовательского рабочего пункта было оценить строгальные цепи чехословацкого производства.

Главным критерием при оценке цепей была удельная затрата труда (кгм/дм^2). Этот показатель измерялся на специальной аппаратуре, основанной на принципе электромеханического тормоза с автоматической регистрацией крутящего момента и оборотов, с регулируемым и автоматически поддерживаемым давлением при резании и с выбором оборотов от 1000 до 8500 об/мин.

Результаты испытаний показали, что из предложенных типов лучше всего удовлетворяет тип, рабочие звенья которого выходят из среднего ряда и своими хвостовиками направляются в пазу шины. Удельная затрата труда у типа с боковыми рабочими звеньями была на 15—45 % выше.

По сравнению с режущей (классической) цепью существующего производства строгальная цепь дала при вертикальном резании несколько худшие результаты ($300\text{—}375 \text{ кгм/дм}^2$ по сравнению с $250\text{—}350 \text{ кгм/дм}^2$), но при косом, по отношению к волокнам, резании результаты были вполне однозначны для строгальной цепи.

На основании испытаний рекомендовались показатели для заточки строгальных цепей.

При изучении проблемы более высоких режущих скоростей было установлено, что с режущей скоростью постепенно падает удельная затрата труда, однако резко возрастает подводимая мощность для самого движения цепи в шине, что является очень важным с точки зрения выбора мощности двигателя.

При сравнении предлагаемых типов строгальной цепи с заграничными изделиями было установлено, что наиболее пригодный тип целиком выравнивается с изделиями передовых мировых изготовителей.

Erkenntnisse aus den Proben mit Schnittteilen der Motorsägen

Ein von den wichtigsten Funktionselementen der Motorsäge ist die umlaufende Kette. Ihre allseitige Qualität ist Voraussetzung für die ökonomische Ausnützung der Motorsäge.

In den letzten Jahren wurde berechnete Aufmerksamkeit dem neuen Typ der, sogenannten Hobelzahnkette gewidmet. Es war die Aufgabe der Forschungsstelle die Hobelzahnketten tschechoslowakischer Erzeugung auszuwerten.

Das Hauptkriterium bei der Verwertung dieser Ketten war der spezifische Arbeitsverbrauch (kgm/dm^2). Dieser Wert wurde auf einer speziellen Apparatur gemessen, welche auf dem Prinzip einer elektromagnetischen Bremse mit automatischer Registrierung des drehenden Momentes und der Umdrehungen, mit wählbarem und automatisch erhaltenem Druck in den Schnitt, sowie mit der Wahl der Umdrehungen von 1000 bis 8500 Umdrehungen/min beruht.

Die Probenergebnisse haben gezeigt, daß aus den vorgelegten Typen sich besser derjenige bewährt, dessen Arbeitsglieder aus der Mittelreihe ausgehen und mit ihren Baumanschlägen in der Nut geführt wird. Der spezifische Arbeitsverbrauch bei den Typen mit seitlichen Arbeitsgliedern war um 15 bis 45 % höher.

Im Vergleich mit der (klassischen) Schneidenkette bestehender Erzeugung zeigte die Hobelzahnkette in senkrechten Schnitten ziemlich schlechtere Ergebnisse (300 bis 375 kgm/dm^2 gegenüber 250 bis 350 kgm/dm^2), aber bei den Schnitten schräg auf die Fäden klangen die Ergebnisse ganz eindeutig für die Hobelzahnkette aus.

Auf Grund der durchgeführten Proben wurden die Werte für das Schärfen der Hobelzahnketten empfohlen.

Bei dem Studium des Problems von höheren Schneidengeschwindigkeiten wurde festgestellt, daß mit der steigenden Schneidengeschwindigkeit der spezifische Arbeitsverbrauch wenig sinkt, die Kraftaufnahme auf die eigene Kettenbewegung in der Sägeschiene jedoch heftig steigt, was mit Rücksicht auf die Wahl der Motorleistung sehr wichtig ist.

Beim Vergleich der vorgelegten Hobelzahnkettentypen mit den ausländischen Erzeugnissen wurde festgestellt, daß der vorteilhafteste tschechoslowakische Typ im Ganzen den vorderen Welterzeugnissen gleichkommt.

Přenosný motorový důlkovač Vú/56

(K spolupráci výzkumu s provozními jednotkami)

Переносный моторный ямкокопатель ВУ/56

Tragbares Motorpflanzlochbohrgerät Vú/56

Bohumil POSPÍŠIL

Vysoká škola zemědělská a lesnická, lesní závod Brno

Došlo dne 27. V. 1959

V československém lesním hospodářství jsme v roce 1957 poprvé použili ve větším měřítku přenosných motorových důlkovačů naší první pokusné série (Vú/56), vyrobených ve Strojním závodě KSL Brno ve Svitavách, a to při jarním zalesňování. Třebaže se tato série strojů poprvé všeobecně neosvědčila pro různé závady, vykonaly některé jednotlivé stroje na více pracovištích platné služby při přípravě sadbových důlků u různých lesních závodů v českých krajích.

V této práci chci uvést výsledky pozorování, získané přímo, i dodané různými lesními závody. Stroje byly přiděleny na 78 pracovišť, ale data zde použita byla sebrána jen z 28, resp. z 35 pracovišť.

Jamkovače byly celým svým vývojem, tj. konstrukcí, materiálově i motoricky, určeny pro vhodná pracoviště, tj. pro půdy bez příměsí hrubého kamení, bez povrchového skalnatého podloží (žádaná mocnost zeminy byla minimálně 30 až 50 cm), pro plochy bez husté stébelnaté buřene (převážně *Calamagrostis*) a bez povrchového silného stromového kořání. Ve skutečnosti však byly použity na velmi rozmanitých lokalitách a i tam, kde nebylo možno očekávat úspěchy bez poškození stroje. Vliv takových praco-

višť způsoboval též různé poruchy u strojů i dodatečně upravovaných a po odstranění původních závad. Lze však věřit, že jamkovače, zbavené prvních nedostatků pokusné série, budou jistě velmi dobrou pomocí v lesním hospodářství. A to nejen při přípravě sadbových důlků pro výsadby sazenic „v hroudě“ (balíkové), sazenic prostokořenových, při sádkách v porostech, ale bude je možno používat i při hloubení stavebních jam, např. při stavbě oplocení, stavbě nárazníků u lesních cest, telefonních sloupů a také i při pedologickém průzkumu při pokusných sondách.

Při prvním nasazení jamkovačů šlo nám především o to, jak získat co nejvíce potřebného statistického materiálu, který by tvořil podklad pro závěry obecnějšího rázu. Proto u svěřeného úkolu této „pokusné výroby“ byla zvolena dotazníková akce, aby se co nejvíce využilo spolupráce s provozem. Jak dalece se způsob spolupráce osvědčil, rozvedl jsem podrobně v závěrečné zprávě VÚLH, která také byla podkladem k této práci. Její náplň, začínající úvodní částí o plnění plánu výzkumu, má 14 oddílů, z nichž v tomto článku podstatnější uvádím.

Vlastní práce

Pozorování byla dělána se zřetelem k metodice, vypracované podle směrnic ČSAZV a tvořící šestý oddíl zmíněné závěrečné zprávy. Stalo se tak potud, pokud bylo možno dodržet pracovní postup, neboť

mnoho jamkovačů bylo vyřazeno z provozu na jaře 1957 ihned po zahájení prací.

V sedmém oddílu závěrečné zprávy jsem stručně shrnul všechna pozorování o pracovištích a zkouškách, pokud se týkala

ověřovacích zkoušek, instruktáží o obsluze a provozních zkoušek celkem na 50 pracovištích různých lesních závodů a ve výzkumné stanici Křtiny. Získaná data byla použita v dalších statích, především pro vyhodnocení strojů a při výpočtu ekonomické efektivity.

V sedmém oddílu je uváděn popis postupu šetření o stavu a použitelnosti strojů série 1956 po ukončení prací v provozu 1957, podle nálezu jednotlivých lesních závodů, jakož i podle zprávy o komisionálním prošetření deseti strojů, vykazujících nejvyšší výkony, případně poruchovost. Závady byly zjišťovány na všech součástkách mechanismu ke stanovení příčiny neúspěchů při jejich použití. Neúspěchy byly zaviněny především:

a) závadností a menší upotřebitelností typů půdních vrtáků vcelku i v detailech,
b) úplnou nespolehlivostí a závadností třecí spojky,

c) vadnou konstrukcí unášecí stopky i zasunovací hlavy vrtacího zařízení.

Šlo o závadnosti materiálové, konstrukční i výrobní, někde podmíněné i nevhodnými pracovními postupy a pracovním prostředím. V tomto oddílu jsou uváděna i různá zlepšení na mechanismech, jakož i vyjádření zaměstnanců a lesních závodů o použitelnosti stroje. Ze všech názorů nejmarkantnější vynikají tyto:

1. PLZ Strnadý pracoval strojem v těžkých půdách, s příměsí kamení až 30 %, na místech silně prokořeněných, mezi buřeni, ostružinou a borůvkám. Pomocí vrtáku o průměru 20 cm, upraveného Rouskem, vyhloubili 30 598 jamek, průměrně 20 cm hlubokých. Posudek zněl: Jamkovač Vú/56 je velmi vhodnou pomůckou pro zalesňování jakýchkoli lesních i nelesních půd. Zalesnění do jamek vyhloubených tímto strojem je vysoce kvalitní. Jamky nelze při sebevětší péči a zapracovanosti dělnictva, pokud jde o jakost, nikdy nahradit ručně vyhloubenými. Budou-li odstraněny popsané závady a použito lepšího materiálu, zvýší se jím jakost zalesňovacích prací, sníží se námaha dělnictva a zvýší se efektivnost."

2. SŠLH-FL Brno-Křtiny: Zde pracovali

v půdě středně těžké, s příměsí drobného šterku břidličnatého, mezi prorůstajícími kořeny, na půdě s buřeni (*Calamagrostis*, starček) vrtákem o průměru 20 cm, vyhloubili 2990 jamek, hlubokých průměrně 35 cm. Posudek zněl: „Jamkovačů, budou-li bez závad, lze používat výhradně na vhodných lokalitách, nikoliv všeobecně, a budou-li obsluhující dělníci předem zapracováni. Považujeme za chybné, zavádět mechanizaci tehdy (motoroboty, důlkovače atd.), pokud k tomu nebudou vhodné síly mající zájem o mechanizaci a patřičnou technickou průpravu. Nahodilé obstarávání pracovníků z řad dřevorubců, případně lesního personálu, nemůže mechanizaci prospět a může vést i k úrazovosti a k ničení strojů. Bez tohoto je mechanizace samoúčelná."

3. LZ Křivoklát: Zkoušky ukázaly, že jamkovač bude možno používat za těchto podmínek:

- a) bude-li organizovaný pracovní postup,
- b) při výběru pracovišť,
- c) při výběru obsluhy.

4. LZ Kamenice n. L.: Na nabuřených půdách nelze jamkovačů používat s úspěchem nebo jen tehdy, když se strhne předem drn. Zbytky kořenů se namotávají na vrták a brání vrtání. Prokypření je značné, ručně nedosažitelné. Výkony na nezabuřených půdách jsou vyšší než ruční, na těžších půdách je výkon stejný jako ruční. Budou-li úpravy učiněny takovým způsobem, aby se jamkovač dal používat i na těžších lokalitách, bude to značit podstatné zlepšení zalesňování (polesí Drážďany).

V šesté statí osmého oddílu uvádím některé poznatky a názory obsluhujících pracovníků z provozu, v sedmé statí pak různé návrhy pracovišť na zlepšení vadných částí strojů.

V devátém oddílu jsem vyhodnotil stroje série 1956 na podkladě pozorování i vlastních zkoušek i s použitím statistického materiálu, dodaného pracovišti. Je zde hodnocena kvalita použité obsluhy, která v mnoha případech nebyla vhodná, dále spotřeba pohonných hmot, vynaloženého pracovního času a pracovní efektivnost.

Tvorba statistických souborů pozorovaných znaků

Již před začátkem zalesňovacích prací na počátku roku 1957 jsme požádali prostřednictvím krajské správy lesů všechny v úvahu přicházející lesní závody, aby nám po ukončení prací dodaly tato hlavní data:

- 1. popis pracovišť,
- 2. popis obsluhy strojů,
- 3. efektivní pracovní dobu podle pracovišť,

4. spotřebované množství pohonné hmoty za efektivní pracovní dobu,

5. počet vyhloubených sadbových jamek podle průměru vrtáku, hloubky průměrného závrtu a spony,

6. druh a rozměry používaných vrtáků.

Ze 78 pracovišť jsme však obdrželi data jen od dvaceti lesních závodů. Podle těchto dat bylo možno navrhnout statistické soubory ve dvou soustavách úplně (vztahy pracovní doby, pohonné hmoty, pracovní výkon) a celkem od 28 lesních závodů taková data, která bylo možno použít k sestavě souboru podle tabulky III. Ostatní pracoviště nám data dodala buď v neúplné sestavě (7 LZ) nebo je nedodala vůbec (43 LZ). V důsledku toho jsou naše statistické soubory — proti očekávání — se sníženy četnostmi.

Avšak ani u pracovišť, která dodala požadovaný materiál, není v několika případech jednotná linie. Tak např. jedno pracoviště původně ohlásilo spotřebu pohonných hmot 65 litrů při 48 hodinách práce, dodatečně však upravilo na 71 litrů směsi a 50 pracovních hodin. Jiné pracoviště původně ohlásilo spotřebu 90 litrů, ale dodatečným sdělením oznámilo, že nemůže spotřebu směsi udát ani přibližně. Jiný lesní závod ohlásil spotřebu 110 litrů směsi a později ji opravil na 85 litrů. Jiné pracoviště třebaže bylo námi požádáno, aby dodatečně sdělilo množství spotřeby směsi, když všechny ostatní údaje uvedlo, vůbec neodpovědělo. Další pracoviště nám nesdělilo, přes naše četné žádosti, své zkušenosti o použitelnosti sadbových jamek připravených na podzim pro příští jaro. To všechno budilo dojem, že naše žádost o spolupráci provozy velmi zatěžovala, i když mnoho lesních závodů ochotně vyhovělo.

Ze všeho statistického materiálu byly sestaveny soubory pro vztahy:

a) mezi spotřebovanými pohonnými hmotami (v litrech) a efektivní pracovní dobou (v hodinách),

b) mezi spotřebovanými pohonnými hmotami a množstvím vyhloubených sadbových jamek,

c) mezi efektivní pracovní dobou a množstvím vyhloubených sadbových jamek.

Statistické šetření je uvedeno v tabulkách I, II a III. Je třeba ještě v přehledu uvést charakteristiky složek, podmiňujících četnosti hlavních znaků:

Všem znakům je společné vybavení stroji, opatřeními jednotným typem motoru

BD-1-S-50A a vybavení mechanismu; odlišné podmínky jsou: různá pracoviště, podle půdy a jejího složení, mocnosti, živé a mrtvé půdní pokrývky, podle složení a množství příměsí: šterku, kamení, kořání; podle stavu půdní vlhkosti, struktury půdy, připravenosti povrchu před prací: vyžutím buřně, stržením drnu; nejednotný pracovní postup při hloubení jamek: některé lesní závody dělaly závrtky na trvalý, jiné na přerušovaný záběr; spony též nebyly všude stejné; nejednotná byla obsluha strojů: jen několik lesních závodů hlásilo obsluhu předem výškolenou, víceméně zacvičovaním buď místními mechaniky nebo při instruktážích výzkumné stanice a krajské správy lesů. U většiny lesních závodů byla obsluha nezacvičená; nejednotnost typů půdních vrtáků: byly používány různé tvary, především původní, dodané výrobcem, dále původní, dodatečně upravené odebráním $\frac{1}{2}$ otočky závrtu kratší šroubovice, vrtáky podle úpravy VS Křtiny, typy upravené Rouskem. Společným znakem však je způsob práce: vyvrtaná hlína je vrtákem vynášena na povrch do tvaru valu, kolem vyhloubené jamky. Jen ve dvou případech jde o vrtáky, které půdu jen kypří, ale nevynášejí; různé průměry vrtáků: ve dvou případech použili vrtáku o průměru 10 cm, ve 25 případech o průměru 20 cm a v jednom případě o průměru 30 cm.

Dále to byly různé hloubky závrtů: na pracovištích odhadovali zahroubení vesměs v rozmezí 20—25—30—35 cm.

Různé typy břitů na vrtácích: ve všech případech byly použity vrtáky s rovnými břitmi; vrtáky, opatřeny kolnými sekacími nožičky na zdolávání kořání — jen u jednoho lesního závodu a na pracovišti VS Křtiny byly použity vrtáky s břitem vybroušeným do oblouku.

Spojka byla na několika pracovištích upravována, pozměňována nebo vyměněna.

Ze všech uvedených odlišných charakteristik jsou nejméně závažné: udávané hloubky závrtů, které možno prakticky považovat za stejné, jakož i spon sadbových jamek. Také pracovní postupy při hloubení možno považovat za málo odlišné, protože většina pracovišť používala způsobu hloubení „na nepřetržitý záběr“.

Nejzávažněji působila rozdílnost obsluhy, rozdílnost pracovišť, druh vrtáků a vliv spojky.

Ze statistického šetření (viz výpočty, připojené za článkem), zejména z výpočtu koeficientů korelace tří uváděných souborů (tabulka I, II a III), které jsou sice vysoké ($I = 0,93$; $II = 0,70$; $III = 0,86$), ale chyby regresních rovnic, odpovídající těmto korelačním koeficientům, jsou značné (přesahují i 30 %: $I = 41,9\%$ a $36,4\%$; $II = 88,1\%$ a $83,5\%$; $III = 67,8\%$ a $58,6\%$) vyplývá, že z použitých dat všech tří souborů (I, II a III) nelze odvozovat závěry,

které by měly praktickou použitelnost obecného charakteru. Neobyčejně velký rozptyl jednotlivých bodů, zejména u četností zastupujících nejvyšší stupně použitých dat spotřeby pohonných hmot, pracovní doby a vyhloubených sadbových jamek ukazuje na to, že materiály statistických souborů jsou nestejnoměrné a ovlivněné tolika nahodilými příčinami, že nemohou být podkladem k odvozování všeobecně platných závěrů.

Literatura

1. Leporský A., prof., dr., inž.: Statistické metody, Praha 1953, SPN. — 2. Závěrečná zpráva 1957 - VÚLH: Přenosný důlkovač.

Переносный моторный ямкокопатель ВУ/56

V 1957 году для подготовки посадочных ямок при облесении в большем числе впервые в чехословацком лесном хозяйстве применялись моторные переносные ямкокопатели нашей первой опытной серии ВУ/56. В числе 78 штук эти ямкокопатели были поставлены различным лесным хозяйствам в чешских областях. Несмотря на то, что своей конструкцией (т. е. в отношении самой конструкции, материалов и двигателя) ямкокопатели были предназначены для соответствующих рабочих мест (т. е. для почв без примеси крупных камней, без поверхностного скалистого грунта, для почв с минимальной мощностью 30—50 см, для площадей без толстых поверхностных корней деревьев и без густого стебlistого травостоя сорняков — *Calamagrostis*), фактически применялись на весьма разнообразных местах даже и там, где невозможно было ожидать успеха без повреждения механизмов.

Нашей первоначальной задачей было со сравнительно большого числа рабочих участков получить возможно большее число данных для оценки машин и работы и для статистических исследований, которые могли бы служить основой для дальнейшего усовершенствования производства ямкокопателей в ближайшие годы. Для этого вида обследования был выбран метод вопросников в сотрудничестве с самой практикой. Вопросы к соответствующим руководствам были заранее разосланы лесным хозяйствам.

В конце года я разработал весь материал, полученный как на основании личных наблюдений, так и на основании вопросников. Я также черпал данные для этой статьи из заключительного отчета Научно-исследовательского института лесного хозяйства. На основании этого материала было установлено, что во многих случаях механизмы опытных серий были немедленно исключены из дальнейших работ из-за различных дефектов в материалах, в производственной конструкции, а также из-за неподходящих условий на местах работы. Из сообщений лесных хозяйств, которые предоставили нам необходимые данные, только 20 оказалось пригодными для составления статистических комплексов, подытоженных в таблицах I и II; 28 лесных хозяйств сообщило только такие данные, которые можно было использовать к составлению статистических комплексов, выраженных в табл.

III. Все остальные лесные хозяйства сообщили данные или неполные и неподходящие, или же не послали их вообще (43). Поэтому наши статистические комплексы были составлены на основании недостаточного числа данных, что оказало влияние на общий результат нашей работы: коэффициенты корреляции в указанных комплексах хотя и высоки (0,93; 0,70; 0,86), но все же ошибки регрессивных уравнений значительны (41,9—36,4; 88,1—83,5; 67,8—58,6). Необыкновенно высокое рассеяние точек, в особенности у частот, представляющих максимальную степень примененных данных о расходе горючего, о рабочем времени и числе выкопанных посадочных лунок указывает на то, что материалы статистических комплексов невыравнены и находятся под влиянием стольких случайных причин, что они не могут служить основой для составления общедействующих выводов, которые могли бы иметь всестороннее практическое применение.

Tragbares Motorpflanzlochbohrgerät Vú/56

In der tschechoslowakischen Forstwirtschaft wurden für die Herstellung der Pflanzlöcher bei der Aufforstung die Motorpflanzlochbohrgeräte unserer ersten Versuchsserie Vú/56 zum erstenmal im Jahre 1957 in größerem Ausmaß verwendet. Es wurden insgesamt 78 Stück von diesen Geräten verschiedenen Forstbetrieben in böhmischen Bezirken zugeteilt. Obwohl diese Geräte durch ihre ganze Entwicklung, (Konstruktion, Material, Motor) für die geeigneten Arbeitsorte bestimmt worden waren (d. h. für die Böden ohne Grobsteine und ohne oberflächige Felsenunterlage, sowie für die Böden mit 30 bis 50 cm mächtiger Schicht und diejenigen, die kein mächtiges Baum- oder Unkrautwurzelsystem enthalten, z. B. dichte Calamagrostisbestände), sie wurden tatsächlich in sehr verschiedenen Lokalitäten verwendet, manchmal auch dort, wo man keine Erfolge ohne Beschädigung von Mechanismen erwarten konnte.

Unsere ursprüngliche Aufgabe war aus dieser verhältnismäßig großen Anzahl von Arbeitsorten womöglich viele Erfahrungen und Angaben für die Maschinen- und Arbeitsverwertung sowie für statistische Untersuchungen zu gewinnen, welche eine gute Unterlage für die Vervollkommenung der Pflanzlochbohrgeräteerzeugung in den nachfolgenden Jahren bilden könnten. Für diese Untersuchung wurde die Fragenbogenmethode unter Mitwirkung von Forstbetrieben verwendet. Die Fragenbogen und diesbezügliche Anweisungen wurden den Forstbetrieben im voraus geliefert.

Nach Jahresende habe ich das ganze sowohl durch eigene Beobachtungen als auch mittels der Fragenbogenmethode erreichte Material in dem Schlußbericht der Forschungsanstalt für Forstwirtschaft und Jagdwesen bearbeitet, und aus diesem Bericht sind auch die Angaben für die vorliegende Abhandlung entnommen. Bei dieser Gelegenheit wurde festgestellt, daß viele Mechanismen der Versuchsserie an Ort und Stelle aus weiterer Arbeit wegen verschiedener Material-, Erzeugung-, Konstruktion- und Arbeitsanstände ausgeschaltet waren. Aus den Meldungen, die uns die Forstbetriebe gesandt hatten, eigneten sich nur 20 für die Zusammenstellung der statistischen in Tabellen I. und II. dargestellten Zusammenlegungen, wogegen die 28 Forstbetriebe hatten uns nur solche Angaben zukommen lassen, die zur Zusammenstellung der statistischen Zusammenlegung in Tabelle III. verwendet werden konnten. Alle anderen Forstbetriebe haben entweder unvollständige und ungeeignete oder keine Daten gesandt (43). Unsere statistischen Zusammenlegungen enthalten deshalb, wider Erwarten, erniedrigte Frequenzen, und diese Tatsache übte natürlich auch einen Einfluß auf die Gesamtergebnisse unserer Arbeit aus: die Korrelationskoeffizienten der drei angeführten Zusammenlegungen sind zwar hoch (0,93; 0,70; 0,86), jedoch die Fehler der Regressionsgleichun-

gen sind auch ziemlich hoch (41, 9–36, 4; 88, 1–83, 5; 67, 8–58, 6). Ungewöhnlich hohe Punktdispersion, insbesondere bei den Frequenzen, die die höchsten Stufen der angewandten Daten über den Treibstoffverbrauch, die Arbeitszeit und die Anzahl von gebohrten Pflanzlöchern representieren, zeigen darauf, daß die Materialien der statistischen Zusammenlegungen ungleichmäßig und nur durch zufällige Ursachen beeinflusst sind, so daß dieselben keine Grundlage für die erwünschte und vorausgesetzte Ableitung allgemein gültiger Schlußfolgerungen bilden können, die eine praktische Brauchbarkeit von allgemeinem Charakter besäßen.

Statistické výpočty

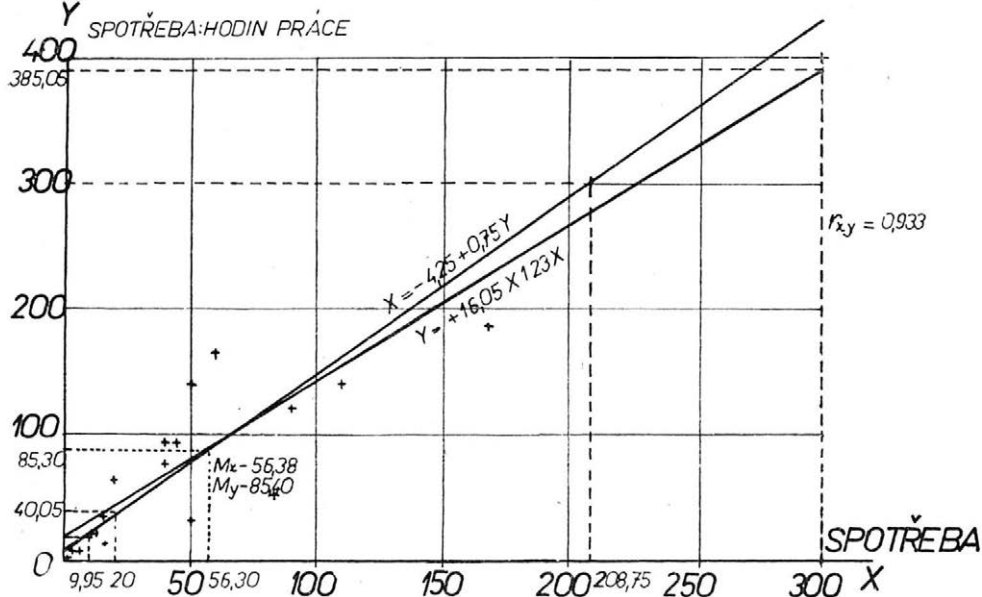
I. Výpočet lineární korelace mezi množstvím spotřebovaných

Pol.	Pracoviště	Znak X.	$x = X - M_x$	x^2
		spotřebované pohon. hmoty	odchylky hod- not X od průměru M_x	čtverec odchylek
		litrů	litrů	
1	2	3	4	5
1.	LZ Chomutov	300,0	+ 243,6	59.340,96
2.	Dubi	166,5	+ 110,1	12.122,01
3.	PLZ Strnady	110,0	+ 53,6	2.872,96
4.	LZ Dvůr Král.	90,0	+ 33,6	1.128,96
5.	V. Meziříčí	84,0	+ 27,6	761,76
6.	Albrechtice	60,0	+ 3,6	12,96
7.	SVL Plumlov 1	50,0	– 6,4	40,96
8.	LZ Luhačovice	50,0	– 6,4	40,96
9.	Hronov	46,0	– 10,4	108,16
10.	Jaroměřice	40,0	– 16,4	268,96
11.	SVL Plumlov 2	40,0	– 16,4	268,96
12.	LZ Strážnice	20,0	– 36,4	1.324,96
13.	Luhačovice	15,0	– 41,4	1.713,96
14.	SŠLH Kostelec	15,0	– 41,4	1.713,96
15.	LZ Olomouc	14,0	– 42,4	1.797,76
16.	Ostravice	11,0	– 45,4	2.061,16
17.	SŠLH Brno	7,0	– 49,4	2.440,96
18.	LZ Buchlovice	4,5	– 51,9	2.693,61
19.	Broumov	3,0	– 53,4	2.851,56
20.	Jemnice	1,5	– 54,9	3.014,01
	Součet	1127,50	+ 472,1	96.578,95
	Průměr M	56,37	– 472,6	

Popis	Označení	Aritmetické průměry	Směrodatné odchylky $\mu = \pm \sqrt{\frac{\sum x^2}{M}}$	Veličina $p = \frac{\sum (xy)}{N}$
Množství spotřebovaných pohonných hmot – litrů	X	$M = \frac{1127,50}{20} = 56,375$	$x = \sqrt{\frac{96.578,95}{20}} = 69,49$ $\mu_x = + 69,49$	$p = \frac{118.535}{20} = + 5926,75$
spotřeba pracovní doby – hodin	Y	$M = \frac{1708}{20} = 85,40$	$y = \pm \frac{167.004,80}{20} = 8350,24$ $\mu_y = + 91,38$	

pohonných hmot a vynaloženého pracovního času

Znak Y: spotřeba pracovního času	$y = Y - My$ odchylky hodnot od průměru	y^2 čtverec odchylek	Součiny odchylek x, y, potřebné pro výpočet hodnoty součiny (x y)	
hodin	hodin		–	+
6	7	8	9	10
400,0	+ 314,6	98.973,16		76.636,56
185,0	+ 99,6	9.920,16		10.965,96
142,0	+ 56,6	3.203,56		3.033,76
120,0	+ 34,6	1.197,16		1.162,56
56,0	– 29,4	864,36	811,44	
168,0	+ 82,6	6.822,76		297,36
144,0	+ 58,6	3.433,96	375,04	
32,0	– 53,4	2.851,56		341,76
94,0	+ 8,6	73,96	89,44	
97,0	+ 11,6	134,56	190,24	
75,0	– 10,4	108,16		170,56
64,0	– 21,1	457,96		778,96
16,0	– 69,4	4.816,36		2.873,16
36,0	– 49,4	2.440,36		2.045,16
25,0	– 60,4	3.648,16		2.560,96
23,0	– 62,4	3.893,76		2.832,96
12,0	– 73,4	5.387,56		3.625,96
8,5	– 76,9	5.913,61		3.991,11
8,0	– 77,4	5.990,76		4.133,16
2,5	– 82,9	6.872,41		4.551,21
1708,0	666,8	167.004,30	1466,16	120.001,16
85,4	666,8			118.535,00



1. Grafikon závislosti mezi spotřebou pohonné směsi a pracovní dobou
Příloha k výpočtu lineární korelace statistického souboru č. I

1. Výpočet korelačního koeficientu: $r_{xy} = \frac{p}{\mu_x \cdot \mu_y} = \frac{5926,75}{69,49 \cdot 91,38} = \frac{5926,75}{6350,00} = + 0,9333$

2. Výpočet regresních koeficientů:

$$b_{xy} = b_1 = r_{xy} \cdot \frac{\mu_x}{\mu_y} = 0,9333 \cdot \frac{69,49}{91,38} = 0,9333 \cdot 0,760 = + 0,7093$$

$$b_{yx} = b_2 = r_{xy} \cdot \frac{\mu_y}{\mu_x} = 0,9333 \cdot \frac{91,38}{69,49} = 0,9333 \cdot 1,315 = + 1,2273$$

3. Výpočet regresní rovnice:

$$X = b_{xy} \cdot Y + K_x (X - 56,375) = 0,7093 \cdot (Y - 85,40) \quad X = 0,71 Y - 0,71 \cdot 85,40 + 56,375$$

$$X = M_x + b_{xy} \cdot Y - b_{xy} \cdot M_y$$

$$= 56,38 + 0,71 \times Y - 0,71 \times 85,40 = 56,38 + 0,71Y - 60,63 = - 4,25 + 0,71 Y$$

$$\text{pro } Y_{m1} = 20 : X = - 4,25 + 0,71 \times 20 = - 4,25 + 14,20 = + 9,95$$

$$\text{pro } Y_{m2} = 300 : X = - 4,25 + 0,71 \times 300 = - 4,25 + 213,00 = 208,75$$

$$K_x = M'' - b_1 M' = 56,375 - 0,7093 \cdot 85,40 = - 4,199$$

$$Y = b_{yx} X + K_y (Y - 85,40) = 1,2273 \cdot (X - 56,375)$$

$$Y = 1,2273 X - 1,2273 \cdot 56,375 + 85,40$$

$$Y = M_y + b_{yx} \cdot X - b_{yx} \cdot M_x$$

$$= 85,40 + 1,23 \cdot X - 1,23 \cdot 56,38 = 85,40 + 1,23 X - 69,35 = + 16,05 + 1,23 X$$

$$\text{pro } X_{m1} = 20 : y = 16,05 + 1,23 \times 20 = 16,05 + 24,60 = + 40,65$$

$$\text{pro } X_{m2} = 300 : y = 16,05 + 1,23 \times 300 = 16,05 + 369,00 = 385,05$$

$$(K_y = M' - b_2 \cdot M'' = 85,40 - 1,2273 \cdot 56,375 = + 16,211$$

4. Chyby regresních rovnic (absolutní):

$$\pm m_x = \pm \mu_x \cdot \sqrt{1 - r^2_{xy}} = + 69,49 \cdot \sqrt{1 - 0,9333^2} = 69,49 \cdot \sqrt{1 - 0,871} = 69,49 \times 0,34 = 23,62$$

$$\pm m_y = \pm \mu_y \sqrt{1 - r^2_{xy}} = + 91,38 \sqrt{1 - 0,9333^2} = 91,38 \cdot \sqrt{1 - 0,871} = 91,38 \times 0,34 = 31,07$$

5. Chyby relativní:

$$m_x \% = \pm 100 \cdot \frac{\pm M_x}{56,375} = \pm 100 \cdot \frac{23,62}{56,375} = + 41,89 \%$$

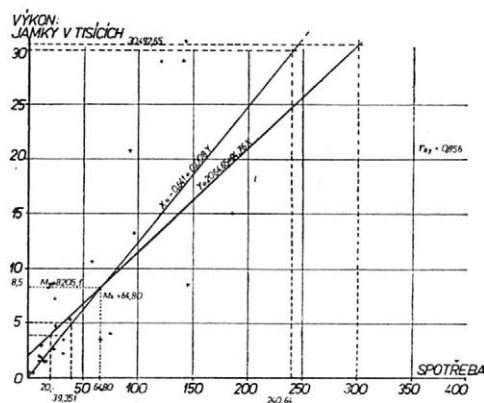
$$m_y \% = \pm 100 \cdot \frac{\pm m_y}{85,40} = \pm 100 \cdot \frac{31,07}{85,40} = + 36,38 \%$$

II. Výpočet lineární korelace mezi množstvím spotřebované pohonné směsi a množstvím vyhloubených jamek

Pol.	Pracoviště	Znak X:	$x = X - M_x$	x^2	Znak Y	$y = Y - M_y$	y^2	Součiny odchylek x, y , potřebné pro výpočet hodnot $x \cdot y$	
		spotřeba pohonné hmoty	odchylky hodnot X od prům. M_x	čtverec odchylek	vyhloubených jamek sadbov.	odchylky hodn. Y od prům. M_y	čtverec odchylek	-	+
		litrů	litrů		počet	počet			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	LZ Chomutov	300,0	+ 243,6	59.340,96	25.000,0	+ 14.436,9	208.424.081,61		3.516.828,84
2.	Dubí	166,5	+ 110,1	12.122,01	15.000,0	+ 4.436,9	19.686.081,61		488.502,69
3.	PLZ Strnady	110,0	+ 53,6	2.872,96	30.598,0	+ 20.034,9	401.397.218,01		1.073.870,64
4.	LZ Dvůr Králové	90,0	+ 33,6	1.128,76	29.060,0	+ 18.496,9	342.135.309,61		621.495,84
5.	LZ Vel. Meziříčí	84,0	+ 27,6	761,76	10.600,0	+ 36,9	1.361,61		1.018,44
6.	LZ Albrechtice	60,0	+ 3,6	12,96	27.000,0	+ 16.436,9	1.361,61		59.172,84
7.	SVL Plumlov 1	50,0	- 6,4	40,96	8.500,0	- 2.063,1	4.256.381,61		13.203,84
8.	LZ Luhačovice	50,0	- 6,4	40,96	3.500,0	- 7.063,1	49.887.381,61		45.203,84
9.	Hronov	46,0	- 10,4	108,16	20.800,0	+ 10.236,9	104.794.121,61	106.463,76	
10.	Jaroměřice	40,0	- 16,4	268,96	13.060,0	+ 2.496,9	6.234.509,61	40.949,16	
11.	SVL Plumlov 2	40,0	- 16,4	268,96	4.000,0	- 6.563,1	43.074.281,61		107.634,84
12.	LZ Strážnice	20,0	- 36,4	1.324,96	3.460,0	- 7.103,1	50.454.029,61		258.552,84
13.	LZ Luhačovice	15,0	- 41,4	1.713,96	1.500,0	- 9.063,1	82.139.781,61		375.212,34
14.	SŠLH Kostelec	15,0	- 41,4	1.713,96	5.200,0	- 5.363,1	28.762.841,61		222.032,34
15.	LZ Olomouc	14,0	- 42,4	1.797,76	4.700,0	- 5.863,1	34.375.941,61		248.595,44
16.	Ostravice	11,0	- 45,4	2.061,16	2.734,0	- 7.829,1	61.291.806,81		355.441,14
17.	SŠLH Brno	7,0	- 49,4	2.440,36	2.990,0	- 7.573,1	57.351.843,61		374.111,14
18.	LZ Buchlovice	4,5	- 51,9	2.693,61	1.710,0	- 8.853,1	78.377.379,61		459.475,89
19.	LZ Broumov	3,0	- 53,4	2.851,56	1.600,0	- 8.963,1	80.337.161,61		478.629,54
20.	Jemnice	1,5	- 54,9	3.014,01	250,0	- 10.313,1	106.360.031,61		566.189,19
	Součet	1127,5	$\Sigma + 472,1$ $\Sigma - 472,6$	96.578,95	211.262,0	+ 86.613,2 - 86.613,2	1759.345.907,8	147.412,92	9.265.171,67
	Průměr M	56,4			10,563,1				9.117.758,75
Popis	Označení	Aritmetické průměry M		Směrodatná odchylka μ		Veličina $p = \frac{\Sigma(xy)}{N}$; $N = 20$			
	X	M = 56,375		$x = \pm \sqrt{\frac{96 \cdot 578,95}{20}} = 69,49$		$p = \frac{9.117 \cdot 758,75}{20} = 455.887,937$			
	Y	M = 10.563,1		$y = \pm \sqrt{\frac{1759.345.907,84}{20}} = 9379,00$					

2. Grafikon závislosti mezi spotřebou pohonné směsi a počtem jamek

Příloha k výpočtu lineární korelace statistického souboru č. II



1. Výpočet korelačního koeficientu:

$$r_{xy} = \frac{455.887,957}{69,49 \times 9379} = \frac{455.887,937}{651.746,71} = 0,699$$

2. Výpočet regresních koeficientů:

$$b_{xy} = b_1 = r_{xy} \cdot \frac{69,49}{9379} = 0,699 \cdot 0,0074 = 0,0051726$$

$$b_{yx} = b_2 = r_{xy} \cdot \frac{9379}{69,49} = 0,699 \cdot 134,96 = 94,337$$

3. Výpočet regresních rovnic:

$$X = b_1 \cdot Y - b_1 \cdot M_y + M_x = 0,0051726 \times Y - 0,0051726 \times 10563,1 + 56,375 = 0,0052 \cdot Y - 0,0052 \cdot 10563,1 + 56,38$$

$$X = 56,28 + 0,0052 Y - 0,0052 \cdot 10563,1 = 56,38 + 0,0052 Y - 54,93 = + 1,45 + 0,0052 Y$$

$$\text{pro } Y_{m1} = 1,500 : X = 1,45 + 0,0052 \times 1000 = 1,45 + 5,20 = 6,65; Y_{m2} = 30000 : X = 1,45 + 0,0052 \times 30000 = 1,45 + 156,000 = 157,45$$

$$(K_x = M_x - b_1 \cdot M_y = 56,375 - 0,1092,77 = + 56,2657)$$

$$Y = b_2 \cdot X - b_2 \cdot M_x + M_y = 94,34 \cdot X - 94,34 \times 56,38 + 10563,1 = 10563,1 + 94,34 X - 5318,89 =$$

$$Y = 10563,1 + 94,34 X - 94,34 \cdot 56,38 = 10563,1 + 94,34 X - 5318,89 = 5244,21 + 94,34 X$$

$$\text{pro } X_{m1} = 20 : y = 5244,21 + 94,34 \times 20 = 5244,21 + 1886,80 = 7131,01$$

$$\text{pro } X_{m2} = 300 : y = 5244,21 + 94,34 \times 300 = 5244,21 + 28302,00 = 33,546,21$$

$$(K_y = M_y - b_2 \cdot M_x = 10.563,10 - 5318,25 = + 5244,85)$$

4. Chyba regresních rovnic (absolutní):

$$\pm m_x = \pm 69,49 \cdot \sqrt{1 - r_{xy}^2} = 69,49 \cdot \sqrt{1 - 0,4886} = 69,49 \cdot \sqrt{0,51} = 69,49 \cdot 0,715 = 49,68$$

$$\pm m_y = \pm 9379 \cdot \sqrt{1 - r_{xy}^2} = 9379 \cdot \sqrt{1 - 0,4886} = 9379 \cdot 0,715 = 6705,98$$

5. Chyba relativní:

$$m_x \% = \pm 100 \cdot \frac{49,68}{56,375} = 88,12 \%$$

$$m_y \% = \pm 100 \cdot \frac{6705,98}{10563,1} = 83,48 \%$$

III. Výpočet lineární korelace mezi spotřebovaným pracovním časem a množstvím vyhloubených sadbových jamek

Pol.	Pracoviště	Znak X:	$x = X - M_x$	x^2	Znak Y	$y = Y - M_y$	y^2	Součiny odchylek x, y potřebné pro výpočet hodnot (x, y)	
		spotřeba prac. doby	odchylky hodnot X od M_x	čtverec odchylek	vyhloubení sadbové jamky	odchylky hodnot Y od M_y	čtverec odchylek	-	+
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	PLZ Strnady	142	+ 77,2	5.959,84	30.598	+22.392,9	501.441.970,41		1.728.731,88
2.	LZ Dvůr Král.	120	+ 55,2	3.047,04	29.060	+20.854,9	434.926.854,01		1.151.190,48
3.	LZ Albrechtice	168	+103,2	10.650,24	27.000	+18.794,9	353.248.266,01		1.939.633,68
4.	Chomutov	400	+335,2	112.359,04	25.000	+16.794,9	282.068.666,01		5.629.650,48
5.	Hronov	94	+ 29,2	852,64	20.800	+12.594,9	158.631.506,01		367.771,08
6.	Dubí	185	+120,2	14.448,04	15.000	+ 6.794,9	46.170.666,01		816.746,98
7.	Jaroměřice	97	+ 32,2	1.036,84	13.060	+ 4.854,9	23.570.054,01		156.327,78
8.	Vel. Meziříčí	56	- 8,8	77,44	10.600	+ 2.394,9	5.735.546,01	21.075,12	
9.	VSL Plumlov 1	144	+ 79,2	6.272,64	8.500	+ 294,9	86.966,01		23.356,08
10.	LZ Svitavy 1	24	- 40,8	1.664,64	7.130	- 1.075,1	1.155.840,01		43.864,08
11.	SSLH Kostelec	36	- 28,8	829,44	5.200	- 3.005,1	9.030.626,01		86.546,88
12.	LZ Olomouc	25	- 39,8	1.584,04	4.700	- 3.505,1	12.285.726,01		139.502,98
13.	SVL Plumlov 2	75	+ 10,2	104,04	4.000	- 4.205,1	17.682.866,01	42.892,02	
14.	LZ Luhačovice	32	- 32,8	1.075,84	3.500	- 4.705,1	22.137.966,01		154.327,28
15.	Strážnice	64	- 0,8	0,64	3.460	- 4.745,1	22.515.974,01		3.796,08
16.	Svitavy 2	12	- 52,8	2.787,84	3.150	- 5.055,1	25.554.036,01		266.909,28
17.	SSLH Brno 1	12	- 52,8	2.787,84	2.990	- 5.215,1	27.197.268,01		275.357,28
18.	LZ Ostravice	23	- 41,8	1.747,24	2.734	- 5.471,1	29.932.935,21		228.691,98
19.	Nymburk	32	- 32,8	1.075,84	2.240	- 5.965,1	35.582.418,01		195.655,28
20.	LZ Vlasim	8,0	- 56,8	3.226,24	2.000	- 6.205,1	38.503.266,01		352.449,68
21.	ZLTM Šumperk	10,0	- 54,8	3.003,04	1.800	- 6.405,1	41.025.306,01		350.999,48
22.	LZ Buchlovice	8,5	- 56,3	3.169,69	1.710	- 6.495,1	42.186.324,01		365.674,13
23.	Broumov	8,0	- 56,8	3.226,24	1.600	- 6.605,1	43.627.346,01		375.169,68
24.	Vizovice	15,0	- 49,8	2.480,04	1.500	- 6.705,1	44.958.366,01		333.913,98
25.	Luhačovice	16,0	- 48,8	2.381,44	1.500	- 6.705,1	44.958.366,01		327.208,88
26.	VS Krtiny	1,5	- 63,3	4.006,89	360	- 7.843,1	61.545.594,01		490.594,83
27.	SSLH Brno 2	3,5	- 61,3	3.757,09	300	- 7.905,1	62.490.606,01		484.582,63
28.	LZ Jemnice	2,5	- 62,3	3.881,29	250	- 7.955,1	63.283.616,01		495.602,73
	Součet	1814,0	+ 841,8	197.493,67	229742	105.772,10	2.421.534.739,88	63.967,14	18.790.255,58
	Průměr M	64,8	- 842,2		8.205,1	105.772,10			18.726.288,44
Popis		Označení	Aritmetické průměry		Směrodatné odchylky		Veličina $p = \frac{(xy)}{N} : N = 28$		
Spotřebovaná pracovní doba hodin		X	$M_x = 64,80$		$x = \pm \sqrt{\frac{197.493,67}{28}} = 7053,35 = 83,97 = \varepsilon 4$		$p = \frac{18.726.288,44}{28} = 668.796, -$		
Počet vyhloubených jamek v množství		Y	$M_y = 8205,10$		$y = \pm \sqrt{\frac{2421534 \cdot 739,88}{28}} = 86483382 = 9299$				

3. Grafikon závislosti mezi pracovní dobou a množstvím vyhloubených jamek

Příloha k výpočtu lineární korelace statistického souboru č. III (viz str. 990)

1. Výpočet korelačního koeficientu:

$$r_{xy} = \frac{668796}{84 \cdot 9299} = \frac{668,796}{781,116} = 0,856$$

2. Výpočet regresních koeficientů:

$$b_{xy} = b_1 = 0,856 \cdot \frac{84}{9299} = \frac{71,904}{9299} = 0,007732$$

$$b_2 = 0,856 \cdot \frac{9299}{84} = \frac{7959,944}{84} = 94,76$$

3. Výpočet regresních rovnic:

$$X = b_1 \cdot Y - b_1 \cdot M_y + M_x = (0,008 \times Y) - (0,008 \cdot 8205,1) + 64,80 =$$

$$X = 64,80 + 0,008 \cdot Y - 0,008 \times 8205,1 = 64,80 + 0,008 Y - 65,6408 = -0,0641 + 0,008 Y$$

$$\text{pro } Y_{m1} = 5000 : X = -0,0641 + 0,008 \times 5000 = -0,0641 + 40,000 = +39,9359$$

$$\text{pro } Y_{m2} = 30000 : X = -0,0641 + 0,008 \times 30000 = -0,0641 + 240,000 = +240,641$$

$$K_x = M_x - b_1 M_y = 64,80 - 1776,30 = -1711,56$$

$$Y = b_2 X - b_2 M_x + M_y = (94,76 \times X) - (94,76 \times 64,8) + 8205,1 =$$

$$Y = 8205,1 + 94,76 \times X - 94,76 \times 64,80 = 8205,1 + 94,76 X - 6140,45 = 2064,65 + 94,76 X$$

$$\text{pro } X_{m1} = 20 : Y = 2064,65 + 94,76 \times 20 = 2064,65 + 1895,20 = +3959,85$$

$$\text{pro } X_{m2} = 300 : Y = 2064,65 + 94,76 \times 300 = 2064,65 + 28428,00 = 30.492,65$$

$$K_y = M_y - b_2 M_x = 8205,10 - 171.894,64 = 163.689,54$$

4. Chyba regresních rovnic (absolutní):

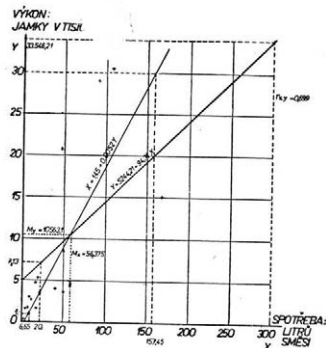
$$\pm m_x = \pm 84 \cdot 1 - 0,856^2 = 84 \cdot 1 - 0,7327 = 84 \cdot 0,2673 = 43,43$$

$$\pm m_y = \pm 9299 \cdot 1 - 0,856^2 = 9299 \cdot 1 - 0,7327 = 9299 \cdot 0,2673 = 4807,58$$

5. Chyba regresních rovnic (relativní):

$$m_x \% = 100 \cdot \frac{43,43}{64,08} = 67,77 \%$$

$$m_y \% = 100 \cdot \frac{4807,58}{8205,10} = 58,59 \%$$



HJC



Životní jubileum akademika

ANTONÍNA KLEČKY

Předseda Československé akademie zemědělských věd akademik Antonín Klečka se dne 23. listopadu 1959 dožívá v plném zdraví, síle a svěžesti svých šedesátých narozenin.

Rodák z Prahy, kde studoval na střední škole. V roce 1918 se stává řádným posluchačem zemědělského oboru Českého vysokého učení technického v Praze a kromě toho se hlouběji zabývá studiem botaniky na Karlově universitě u prof. Velenovského. Živý zájem o vědeckou práci vyplývá z jeho činnosti pomocné vědecké síly od počátku studií na Botanickém ústavu Vysoké školy zemědělského inženýrství, kde byl po první státní zkoušce jmenován asistentem. Vysokoškolské zemědělské studium zakončil v roce 1922.

V téže roce přechází jako asistent do Výzkumného ústavu travinářského Státních výzkumných ústavů zemědělských. Již o rok později je mu za obhájení práce: „Histologie a ontologie křídla semen Abietaceí“ udělen doktorát technických věd. V roce 1930 je zvolen předsedou pícninářské komise Svazu výzkumných ústavů zemědělských, o čtyři leta později mimořádným členem Československé akademie zemědělské a v roce 1936 jejím řádným členem; téhož roku je jmenován přednostou Výzkumného ústavu travinářského.

Jubilant ve své vědecké práci od počátečních výlučně botanických studií byl veden k výzkumům geobotanickým na rašeliníštích, loukách a pastvinách a postupně se zaměřil na hlavní úsek své vědecké činnosti třicátých let — na pícninářství. I když nelze opomenout práce o výživě rostlin či zajímavé črty o nálezech obilovin z doby předhistorické, přece jen pícninářská problematika, a to především louky a pastviny, byla hlavní náplní jeho práce. Původní stati a pojednání se vyznačovaly dvěma pozoruhodnými rysy: jednak výběrem prakticky důležité problematiky, jednak závěry přijatelnými pro praxi, zvláště pro malá hospodářství, zcela závislá na výsledcích živočišné výroby.

Na počátku třicátých let se na fakultě zemědělského a lesního inženýrství v Praze habilitoval prací „Studie o slatinných lukách polabských“ a začal pravidelně přednášet lukařství a pastvinářství. Kromě toho vede pícninářské kursy, přednáší pro

rolníky v mnoha oblastech, pracuje ke zlepšení krmivové základny pro živočišnou výrobu.

Na sklonku třicátých let vychází v kolektivní spolupráci (Klečka — Fabian — Kunz) první kniha obsáhlého pětisvazkového díla „Pícninářství v teorii a praxi“, jehož první dva svazky byly odměněny cenou Země české pro povznesení zemědělství. Další svazky jsou vydávány na počátku druhé světové války.

Po osvobození v roce 1945 se doc. inž. dr. A. Klečka plně zapojil do výstavby a přestavby našeho zemědělství. Byl pověřen funkcí předsedy plánovací komise Svazu výzkumných ústavů zemědělských, pracuje v komisích Ministerstva zemědělství a úřadu předsednictva vlády. Politika Komunistické strany Československa, hájící nejvlastnější zájmy pracujícího lidu měst a venkova, záhy přivedla A. Klečku do řad komunistů. Budovatelské snahy té doby se odrážejí v jeho odborných statích věnovaných otázkám územního plánování.

Od znovuzahájení činnosti vysokých škol, kromě práce ve výzkumných ústavech, přednáší opět na fakultě zemědělského a lesního inženýrství v Praze. V roce 1946 byl jmenován mimořádným a v roce 1948 řádným profesorem pro obor pícninářství; přednášel i příbuzné předměty a dosud přednáší darwinismus. Srpnové zasedání Vsesvazové akademie zemědělských věd V. I. Lenina v Moskvě roku 1948, které jednalo o stavu biologické vědy, je profesoru A. Klečkovi podnětem k usilovné činnosti o sjednocení všech pokrokových sil v naší agrobiologii na pevném mičurinském základě, aby pomoc vědy praxi ve významném období historického přerodu naší vesnice byla ještě účinnější. Řada dílčích statí a „Rozpravy o mičurinské agrobiologii“ byly ideovou směrnicí další práce v zemědělském výzkumu a v Československé akademii zemědělské.

V roce 1949 byl prof. Klečka zvolen předsedou Československé akademie zemědělské, když předtím vedl odbor rostlinné výroby. K jeho zásluhám patří, že od počátku udával zemědělské vědě správný směr: opírat se ve společenských vědách o teorii marxismu-leninismu, v biologických disciplínách o materialistické mičurinské učení a neustále zesilovat spojení s praxí socialistických zemědělských závodů. V roce 1951 byl jmenován laureátem Státní ceny za práce v oboru pícninářství a za úspěšné šíření mičurinismu.

Počátkem roku 1953 byla založena Československá akademie zemědělských věd, která již nebyla jen sdružením odborníků, nýbrž vědeckou institucí, opírající se o síť vlastních výzkumných ústavů. Prof. A. Klečka byl vládou CSR jmenován akademikem a první valné shromáždění ČSAZV ho zvolilo svým předsedou. Za práce z oboru geobotaniky a biologie byl prof. A. Klečka v téže době zvolen dopisujícím členem tehdy nově ustavené Československé akademie věd. V roce 1956 byl akademik A. Klečka opět zvolen předsedou ČSAZV na další funkční období.

Úspěšná práce ve vědeckých institucích a ve veřejném životě byla oceněna volbou akademika A. Klečky za člena Ústředního výboru KSČ v roce 1954 a opětovným zvolením na XI. sjezdu KSČ loňského roku. Jako poslanec Národního shromáždění je akademik Antonín Klečka členem zemědělského výboru; dále je členem kolegia ministra zemědělství a četných odborných komisí. Jeho zásluhy o výstavbu byly oceněny udělením Řádu práce. Mezinárodního uznání doznala jeho práce volbou za člena Vsesvazové akademie zemědělských věd V. I. Lenina a za čestného člena Německé akademie zemědělských věd v Berlíně (NDR).

V akademiku A. Klečkovi je nezdolná energie, která nachází výraz v jeho vědecké práci (z poslední doby řešení otázky hospodaření v podhorských oblastech), v jeho projevech o problémech zemědělské vědy a praxe, v každé jeho činnosti. Tato energie, spojená s velkou obětavostí a svědomitostí, je dávana plně do služeb naší zemědělské vědy a socialistického zemědělství. Akademik Antonín Klečka, přes všechny úspěchy a pocty, jichž dosáhl, zůstává velmi pracovitým a skromným člověkem, oblíbeným všemi spolupracovníky bez rozdílu oborů, postavení a generací.

V další plodné práci přejeme předsedovi ČSAZV soudruhu akademiku Antonínu Klečkovi u příležitosti jeho šedesátých narozenin mnoho zdraví a síl.

VÝBOR PŘEDSEDNICTVA ČSAZV