

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ A ČÁSTÍ STROJŮ



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

NÁVRH ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO MALÝ RODINNÝ PIVOVAR
DESIGN OF LIFTING EQUIPMENT FOR SMALL FAMILY BREWERY

AUTOR: Karel Šteker

STUDIJNÍ PROGRAM: Výroba a ekonomika ve strojírenství

VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

PRAHA 2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šteker** Jméno: **Karel** Osobní číslo: **466476**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Výroba a ekonomika ve strojírenství**
Studijní obor: **Technologie, materiály a ekonomika strojírenství**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh zdvihacího zařízení pro malý rodinný pivovar

Název bakalářské práce anglicky:

Design of Lifting Equipment for Small Family Brewery

Pokyny pro vypracování:

V rámci závěrečné práce zpracujte formou rešerše přehled používaných zdvihacích zařízení (jeřábů). Na základě provedené rešerše vypracujte návrh zdvihacího zařízení pro malý rodinný pivovar včetně potřebných návrhových a kontrolních výpočtů. Návrh zpracujte formou 3D modelu a 2D výkresů (sestava a výrobní výkresy). Z technologického hlediska vyřešte postup výroby jednotlivých dílů, jejich montáže a zástavbu zdvihacího zařízení do stavební konstrukce. V závěru proveďte ekonomické zhodnocení navržené varianty zdvihacího zařízení.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V. Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 1. svazek. 5. vyd. Praha: SNTL, 1989.
DRAŽAN, F.; KUPKA, L. a kol. Transportní zařízení. Praha: SNTL, 1966.
REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. a kol. 1. díl. Praha: SNTL, 1974.
REMTA, F.; KUPKA, L.; DRAŽAN, F. a kol. 2. díl. Praha: SNTL, 1975.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Kanaval, Ph.D., ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.06.2019**

Platnost zadání bakalářské práce: **12.12.2019**

Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

30.4.2019
Datum převzetí zadání

Šteker
Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, a to výhradně s použitím pramenů a literatury uvedených v seznamu citovaných zdrojů.

V Praze dne:

.....

Podpis

Anotace

Cílem této bakalářské práce je návrh a realizace nosné konstrukce zdvihacího zařízení pro malý rodinný pivovar v Řevnicích.

Ke stěžejním požadavkům zadavatele této bakalářské práce je použití staré spolehlivé jeřábové kočky a respektování stavebních omezení budovy.

Bakalářská práce je řešena komplexně, nejenom z hlediska konstrukčních prvků, ale i s ohledem na materiálové a technologické aspekty.

V závěru je zahrnuté i ekonomické zhodnocení navržené a zrealizované varianty.

Klíčová slova

Zdvihací zařízení, jeřábové kočky, řetězy, nosná konstrukce, předepjatý šroubový spoj, obrábění, dělení materiálu, vrtání, soustružení.

Annotation

The aim of this bachelor thesis is to design and manufacture of lifting equipment for a small family brewery in Řevnice.

The key requirements of the submitter of this bachelor thesis is to use an old reliable crane cat and respect for building limitations.

The bachelor thesis is solved comprehensively, not only in terms of structural elements, but also with regard to material and technological aspects.

The conclusion also includes the economic evaluation proposed and implemented variant.

Keywords

Lifting equipment, crane cats, chains, supporting structure, prestressed screw joint, machining, material cutting, drilling, lathing.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Kanavalovi Ph.D. za vedení bakalářské práce a za odbornou pomoc při její tvorbě.

Poděkování patří také panu Ing. Michalu Slanému za užitečné rady při tvorbě technologického postupu.

1	ÚVOD	12
1.1	ROZDĚLENÍ ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ	12
1.2	KLASIFIKACE ZDVIHADEL.....	12
1.2.1	<i>Zdviháky</i>	13
1.2.2	<i>Kladkostroje</i>	15
1.2.3	<i>Navijáky</i>	19
1.3	LANA.....	20
1.3.1	<i>Rozdělení lan</i>	20
1.3.2	<i>Kladky pro lana</i>	22
1.4	ŘETĚZY	23
1.4.1	<i>Svařované řetězy</i>	23
1.4.2	<i>Kloubové řetězy</i>	23
1.4.3	<i>Výpočet svařovaných řetězů</i>	24
1.4.4	<i>Kladky pro řetězy</i>	25
2	KONSTRUKČNÍ ČÁST	27
2.1	NÁVRH PROFILU NOSNÍKŮ	27
2.2	VOLBA PROFILU NOSNÍKŮ.....	27
2.3	NÁVRH KONSTRUKCE.....	28
2.3.1	<i>Návrh A – Dlouhý pojezdový nosník</i>	28
2.3.2	<i>Návrh B – Krátký pojezdový nosník</i>	31
2.4	VÝBĚR NÁVRHU	33
2.5	STANOVENÍ ROZMĚRŮ PRO NOSNÍK.....	34
2.5.1	<i>Dlouhé příčné nosníky</i>	34
2.5.2	<i>Krátký pojezdový nosník</i>	34
2.6	DIMENZOVÁNÍ NOSNÍKŮ	35
2.6.1	<i>Dlouhé příčné nosníky</i>	35
2.6.2	<i>Shrnutí výpočtů</i>	35
2.6.3	<i>Krátký pojezdový nosník</i>	36
2.6.4	<i>Shrnutí výpočtů</i>	36
2.7	DIMENZOVÁNÍ ŠROUBOVÉHO SPOJENÍ	37
2.7.1	<i>Návrh pravoúhlého čtvercového pole</i>	37
2.7.2	<i>Výpočet přitěžující síly ΔF_2 pro šrouby ve 2. řadě</i>	37
2.7.3	<i>Výpočet přitěžující síly ΔF_1 pro šrouby v 1. řadě</i>	38
2.7.4	<i>Shrnutí</i>	38
2.8	NÁVRH VELIKOSTI ŠROUBŮ	39
2.9	PEVNOSTNÍ KONTROLA ŠROUBOVÉHO SPOJE.....	40
2.10	VÝPOČET TUHOSTÍ	41
2.11	VÝPOČET ÚHLU STOUPÁNÍ ZÁVITU γ	43
2.12	VÝPOČET ÚHLU TŘENÍ V ZÁVITU φ'	43
2.13	ZVOLENÍ TŘECÍHO KOEFICIENTU F_{TH} A F_{TM}	43
2.14	VÝPOČET ρ_{TH} A ρ_{TM}	43
2.15	NÁVRH OSOVÉHO PŘEPĚTÍ.....	43
2.16	VÝPOČET OSOVÉHO PŘEPĚTÍ	44
2.17	VÝPOČET PRODLOUŽENÍ.....	44
2.18	ROVNICE SIL PŘI PRUŽNÉ DEFORMACI	45
2.19	VÝPOČET TAHOVÉHO NAPĚTÍ	46
2.20	VÝPOČET SMYKOVÉHO NAPĚTÍ τ_k	46
2.21	VÝPOČET REDUKOVANÉHO NAPĚTÍ.....	46
2.22	VÝPOČET BEZPEČNOSTI K_S	46
2.23	VÝPOČET SMLUVNÍHO MĚRNÉHO TLAKU V ZÁVITECH P_z	47

2.24	VÝPOČET MĚRNÉHO TLAKU POD HLAVOU ŠROUBU P_H	47
2.25	VÝPOČET MĚRNÉHO TLAKU POD MATICÍ P_M	47
2.26	CELKOVÉ ZHODNOCENÍ NÁVRHU ŠROUBOVÉHO SPOJE	47
2.27	KLADKOSTROJ	48
2.27.1	<i>Výpočet převodu kladkostroje</i>	49
3	TECHNOLOGICKÁ ČÁST	50
3.1	TECHNOLOGICKÉ ŘEŠENÍ ZDVIHACÍ KONSTRUKCE	51
3.1.1	<i>Dělení materiálu</i>	51
3.1.2	<i>Vrtání</i>	52
3.1.3	<i>Výrobní postup dlouhých příčných nosníků</i>	53
3.1.4	<i>Výrobní postup krátkého pojezdového nosníku</i>	54
3.1.5	<i>Seznam strojů</i>	56
3.1.6	<i>Seznam nástrojů</i>	57
3.1.7	<i>Výpočet řezných podmínek</i>	59
3.1.8	<i>Shrnutí technologického řešení nosníků</i>	59
3.1.9	<i>Montáž zdvihací konstrukce</i>	60
3.2	TECHNOLOGICKÉ ŘEŠENÍ NOSNÉHO ČEPU	61
3.2.1	<i>Spektrometrie</i>	61
3.2.2	<i>Soustružení</i>	64
3.2.3	<i>Výrobní postup nosného čepu</i>	65
3.2.4	<i>Seznam strojů</i>	66
3.2.5	<i>Seznam nástrojů</i>	67
3.2.6	<i>Výpočet řezných podmínek</i>	69
3.2.7	<i>Shrnutí technologického řešení nosného čepu</i>	69
3.2.8	<i>Montáž nosného čepu</i>	70
4	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	71
4.1	VÝSLEDNÉ ZHODNOCENÍ	71
4.2	SHRUTÍ	71
5	ZÁVĚR	72

Seznam značení

Značení	Jednotka	Název
A_D	$[mm^2]$	plocha třísky
A_ξ	$[mm^2]$	průřez materiálem dle VDI 2230
C	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost materiálu
C_M	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost matice
C_N	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost nosníku
C_{p1}	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost podložky 1
C_{p2}	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost podložky 2
C_{sd}	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost dřívku šroubu
C_{sz}	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost závitové části šroubu
C_ξ	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost šroubu
C_1	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost přitěžovaných částí spoje
C_2	$[N \cdot mm^{-1}]$	tuhost odlehčovaných částí spoje
D	$[mm]$	jmenovitý průměr závitu
D_D	$[mm]$	průměr díry v nosníku
D_p	$[mm]$	průměr díry v podložce
D_r	$[mm]$	průměr náhradní Rötischerovy trubky
D_w	$[mm]$	vnější průměr dosedací plochy matice
D_1	$[mm]$	malý průměr závitu matice
D_2	$[mm]$	střední průměr závitu šroubu
E	$[N \cdot mm^{-2}]$	Youngův modul pružnosti
F	$[N]$	síla působící na nosník
F_c	$[N]$	řezná síla
F_{max}	$[N]$	maximální zatěžující síla
F_1	$[N]$	síla přitěžující šroub
F_2	$[N]$	síla odlehčující sevřené příruby
F_3	$[N]$	síla potřebná ke zdvihu břemene
G	$[kg/m]$	měrná hmotnost nosníku
H_1	$[mm]$	nosná výška závitu
J_x	$[mm^4]$	moment setrvačnosti průřezu nosníku k ose x
M_K	$[N \cdot mm]$	krouticí moment
M_{KK}	$[N \cdot mm]$	utahovací moment na momentovém klíči
$M_{o max}$	$[N \cdot mm]$	maximální ohybový moment
M_{TH}	$[N \cdot mm]$	třecí moment pod hlavou šroubu
M_{TM}	$[N \cdot mm]$	třecí moment pod maticí
P	$[mm]$	rozteč
P_c	$[kW]$	výkon stroje
Q	$[kp]$	dovolené zatížení
Q_z	$[N]$	síla ve spojovaných součástech
Q_0	$[N]$	montážní předpětí
Q_1	$[N]$	maximální vnitřní síla šroubu
Q'	$[kp]$	dovolené zatížení
Q''	$[kp]$	dovolené zatížení
R_a	$[N]$	reakce v podpěře A

R_b	$[N]$	reakce v podpěře B
R_c	$[N]$	reakce v podpěře C
R_d	$[N]$	reakce v podpěře D
R_m	$[N \cdot mm^{-2}]$	mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$	$[N \cdot mm^{-2}]$	smluvní mez kluzu
S	$[mm^2]$	plocha průřezu
S_d	$[mm^2]$	plocha průřezu dřívku šroubu
S_M	$[mm^2]$	plocha průřezu díry pod maticí
S_N	$[mm^2]$	plocha průřezu díry v nosníku
S_p	$[mm^2]$	plocha průřezu podložky
S_z	$[mm^2]$	plocha průřezu šroubu
S_3	$[mm^2]$	průřez materiálem pro tahové napětí
W_k	$[mm^3]$	průřezový modul v krutu
W_x	$[mm^3]$	průřezový modul k ose ohybu x
a	$[mm]$	vzdálenost od reakce R_a k síle F
a_p	$[mm]$	hloubka třísky
b	$[mm]$	vzdálenost od reakce R_b k síle F
b_1	$[mm]$	šířka nosníku
c	$[mm]$	vzdálenost od reakce R_c k síle F
c_k	$[1]$	konstanta pro obráběcí operace
d	$[mm]$	vzdálenost od reakce R_d k reakci R_c
d_H	$[mm]$	vnitřní průměr dosedací plochy šroubu
d_M	$[mm]$	vnitřní průměr dosedací plochy matice
d_S	$[mm]$	průměr malého prům. matice a stř. prům. šroubu
d_w	$[mm]$	vnější průměr dosedací plochy šroubu
d_2	$[mm]$	střední průměr závitu šroubu
d_3	$[mm]$	malý průměr závitu šroubu
f	$[1]$	výchozí hodnota součinitele tření
f_o	$[mm/ot]$	posuv na otáčku při vrtání
f_{ot}	$[mm/ot]$	posuv na otáčku při soustružení
f_{TH}	$[1]$	součinitel tření v dosedací ploše pod hlavou šroubu
f_{TM}	$[1]$	součinitel tření v dosedací ploše pod maticí
f'	$[1]$	hodnota součinitele tření v závitu
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační konstanta Země
h	$[mm]$	výška nosníku
i	$[1]$	poměr manipulačního zdvihu se zdvihem háku
k_c	$[N \cdot mm^{-2}]$	měrná rezná síla
k_s	$[1]$	koeficient bezpečnosti
l_p	$[mm]$	tloušťka podložky
l_N	$[mm]$	tloušťka spojených nosníků
l_d	$[mm]$	délka dřívku šroubu
l_z	$[mm]$	délka závitové části šroubu
l_1	$[mm]$	vzdálenost šroubů v první řadě
l_2	$[mm]$	vzdálenost šroubů ve druhé řadě
l_3	$[mm]$	manipulační zdvih
l_4	$[mm]$	zdvih háku
l_Σ	$[mm]$	vzdálenost působíště zvedaného břemene

m	$[mm]$	výška matice
m_{var}	$[kg]$	hmotnost pivovarnické varny
n	$[min^{-1}]$	otáčky vřetena soustruhu/vrtačky
p_{dH}	$[MPa]$	dovolený měrný tlak pod hlavou šroubu
p_{dM}	$[MPa]$	dovolený měrný tlak pod maticí
p_{dz}	$[MPa]$	dovolený smluvní tlak v závitech
p_H	$[MPa]$	měrný tlak pod hlavou šroubu
p_M	$[MPa]$	měrný tlak pod maticí
p_z	$[MPa]$	smluvní tlak v závitech
r_l	$[mm]$	rádus profilu tyče
s	$[mm]$	tloušťka stojiny profilu
t	$[mm]$	tloušťka příruby profilu
v_c	$[m/min]$	řezná rychlost
y_{max}	$[mm]$	maximální průhyb nosníku
y_{min}	$[mm]$	maximální průhyb nosníku mezi reakcemi
γ	$[^\circ]$	úhel stoupání závitu
ΔF_1	$[N]$	přítěžující síla pro šroub v první řadě
ΔF_2	$[N]$	přítěžující síla pro šroub ve druhé řadě
Δl	$[mm]$	pružná deformace
Δl_1	$[mm]$	pružná deformace součástí přítěžovaných l_1
Δl_2	$[mm]$	pružná deformace součástí odlehčovaných l_2
ρ_{TH}	$[mm]$	střední poloměr dosedací plochy hlavy šroubu
ρ_{TM}	$[mm]$	střední poloměr dosedací plochy matice
σ_D	$[N \cdot mm^{-2}]$	dovolené napětí
σ_{Q_1}	$[N \cdot mm^{-2}]$	tahové napětí
σ_{RED}	$[N \cdot mm^{-2}]$	redukované napětí
τ_K	$[N \cdot mm^{-2}]$	smykové napětí
φ'	$[^\circ]$	úhel tření v závitu
ψ_1	$[^\circ]$	sklon přímky přítěžovaných součástí
ψ_2	$[^\circ]$	sklon přímky odlehčovaných součástí

1 Úvod

Na začátku vývoje lidské civilizace se těžká břemena přemísťovala jen pomocí lidské síly. Člověk v té době ještě neznal pojem *jeřáb*, nebo *kladka*, ale byl však zvědavý a přemýšlivý, a tudíž si postupem času začal svoji práci ulehčovat. Již ve starověku se začaly u některých strojů objevovat například pohony poháněné vodou či větrem. Postupem času se stroje a pohony inovovaly, ale nic převratného se až do začátku průmyslové revoluce nestalo. Člověk do té doby stále používal síly vody a větru, stejně tak jako lidské nebo zvířecí.

Doba však šla velice rychle a s ní i pokrok v přemísťování břemen. Člověk začal využívat mechanické energie, a to nejdříve v hornictví v podobě rumpálů, a dále například při vykládce a nakládce zboží z lodí v přístavech. Velikou změnu poté přinesl vynález parního stroje, který umožnil splnit jeden z hlavních důležitých požadavků kladených na zdvihací zařízení, tj. vyšší výkon za účelem vyšší nosnosti. Od té doby dokázal člověk zvyšovat nosnost i rychlost pohybu břemena mnohem snáz.

Další velkou změnu ve vývoji zdvihacích zařízení jistě hrál objev elektrické energie. Tento objev značně pomohl zrychlit výrobu, a tudíž přinesl i velké ekonomické výhody.

Dnes již není problém dosáhnout nosností přesahujících i 400 tun. Vývoj zdvihacích zařízení probíhá i v současnosti a novodobé zdvihací zařízení jsou mnohdy řízeny pouze dálkovým ovládním, nebo jsou součástí pracovních linek v továrnách po celém světě. [1]

1.1 Rozdělení zdvihacích zařízení

Zdvhací zařízení se dají rozdělit do veliké škály různých vlastností stroje. Prvotní rozdělení zdvihacích zařízení rozdělujeme do tří kategorií:

- Zdvihadla (přemísťují břemena pouze ve svislém směru).
- Jeřáby (přemísťují břemena ve svislém i vodorovném směru, pouze ve vymezeném pracovním prostoru stroje).
- Výtahy. [1]

1.2 Klasifikace zdvihadel

Pojmem *zdvihadla* se rozumí skupina zdvihacích zařízení, do které patří zdviháky, kladkostroje a navijáky. Používají se převážně tam, kde je požadován ruční pohon a kde by složitější zařízení v daném případě bylo neekonomické. Jsou případy, kdy se požaduje větší výkon zdvihadla. V takovém případě lze ruční pohon vyměnit za pohon elektrický, nebo hydraulický. Výměna bývá snadná z důvodu malých rozměrů, malé hmotnosti a jednoduché konstrukce. [2]

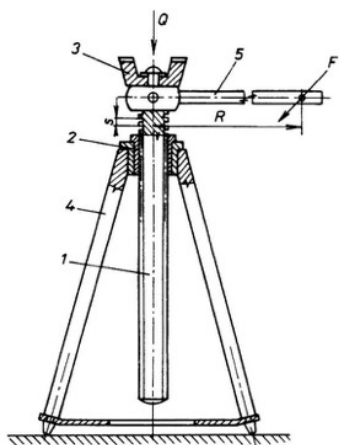
1.2.1 Zdviháky

Zdviháky jsou používány k dočasnému zdvihání břemen pouze do malé výšky. Jejich výhodou je použití malé síly a malého zdvihu k vyvinutí značné zdvihací síly. [2], [3]

Rozdělení zdviháků:

Šroubové zdviháky

Hlavním převodovým mechanismem je pohybový šroub s maticí. Zdvihacím orgánem je buď šroub, nebo matice. Účinnost šroubových zdviháků je malá (30-40) %. [2], [3]



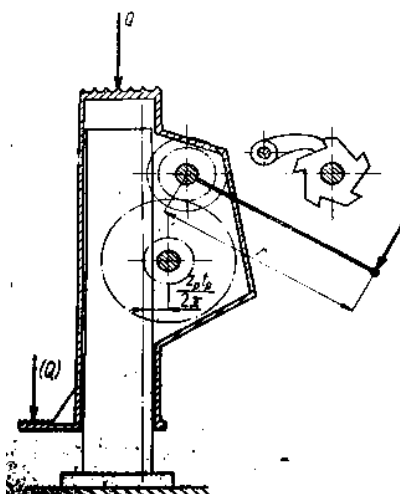
Obr 1.1 Mechanismus šroubového zdviháku [14]



Obr 1.2 Moderní šroubový zdvihák [15]

Hřebenové zdviháky

Zdvihací orgán hřebenových zdvihadel je ozubený hřeben poháněný pastorkem, nebo rámem, na kterém je pastorek, který se odvaluje po nehybném hřebenu. Pohon je zde zajištěn ruční klikou spolu s dvěma páry ozubených kol, které působí na pastorek. K zajištění polohy slouží západkový mechanismus, působící na hřídel ruční kliky. [2], [3]



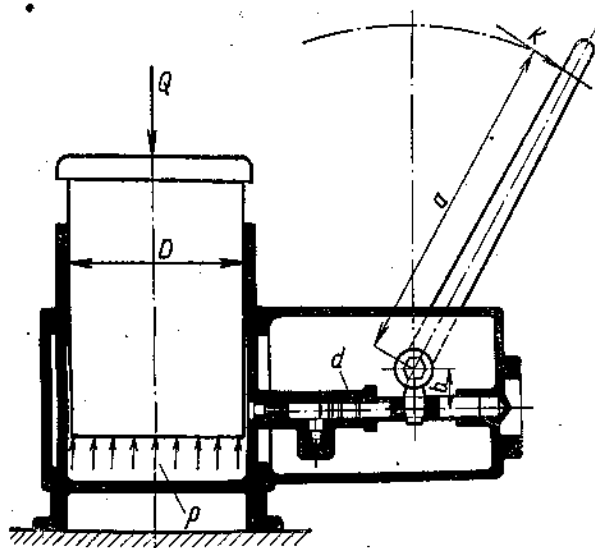
Obr 1.3 Mechanismus hřebenového zdviháku [3]



Obr 1.4 Moderní hřebenový zdvihák [16]

Hydraulické zdviháky

Zdvihacím mechanismem je zde píst. Na píst tlačí kapalina v nehybném válci, nebo se zdvihá válec a píst je nehybný. Tlak na kapalinu zajišťuje elektrické, nebo ruční čerpadlo. Výhodou hydraulických zvedáků je vysoká účinnost (okolo 70 %) a bezpečné spouštění břemen. Nevýhodou je vyšší hmotnost a přesnost výroby. [2], [3]



Obr 1.5 Mechanismus hydraulického zdviháku [3]

Pneumatické zdviháky

Pneumatické zdviháky využívají k práci stlačený vzduch. Tyto zdviháky se používají jako zdvihadla aut v autodílnách (hevery), jako plošné zdviháče, nebo jako náhrada kladkostroje. Výška zdvihu je malá (0,2 m do 1,8 m). [3]



Obr 1.6 Pneumatický motor zdvihák [17]



Obr 1.7 Pneumatický automobilový zdvihák [18]

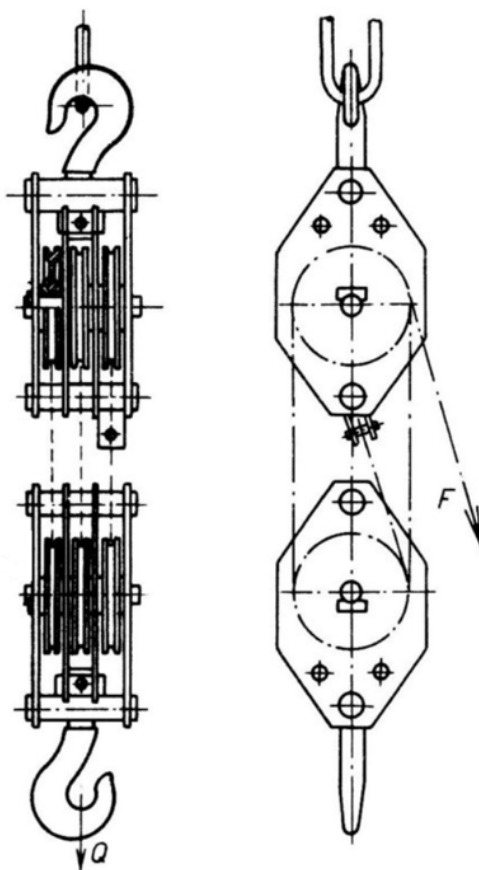
1.2.2 Kladkostroje

Kladkostroje jsou malá, přenosná zdvihací zařízení s ručním pohonem, používaná k občasnému přenášení břemen. Zdvih břemene zajišťuje lano, nebo řetěz a převod je zajištěn ozubenými koly, nebo kladkovým mechanismem. Břemeno se zavěšuje na hák, který je spojen s pohyblivou kladnicí, nebo je spojen přímo s lanem, nebo řetězem. Pro zavěšení kladkostroje se vždy využívá pevná konstrukce, buď výložník otočného jeřábu, nebo visutá kočka poježdějící po jeřábové dráze. Pro vyšší výkon lze kladkostroje motorizovat. Tyto kladkostroje se poté konstrukčně řadí k navijákům. Nosnost kladkostrojů je do 10 t. [3]

Rozdělení kladkostrojů:

Násobné kladkostroje

Kladkostroje násobné používají nejvýše tři kladky na kladnici, přičemž účinnost jedné kladky je 0,96 až 0,98. Tyto kladkostroje bývají součástí zdvihacího mechanismu u jeřábů, rypadel a dalších strojů. Jsou zde použita většinou konopná, nebo ocelová lana, pomocí kterých se zvedá břemeno do výšky. Výhodou je malá vstupní síla ke zvednutí těžkých břemen. [3]

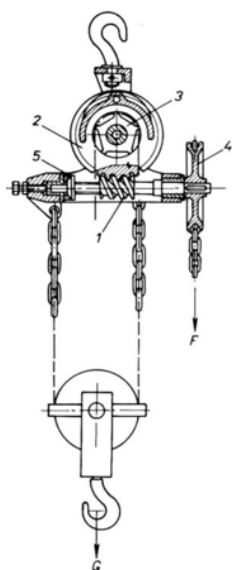


Obr 1.8 Mechanismus násobného kladkostroje [19]

Šroubové (šnekové) kladkostroje

Tento druh kladkostroje je specifický svým šnekovým převodovým ústrojím. Na téže hřídeli je připojeno řetězové kolo, na kterém se otáčí ruční řetěz. Tento řetěz pohání celý mechanismus. Se šnekem je spojena řetězová kladka, na které je umístěn nosný řetěz. Na jednom konci řetězu je hák pro umístění břemene. Druhý konec je pevně spojen s konstrukcí kladkostroje.

Na opačné straně hřídele je rohatka a brzdový kužel, na který při brždění působí síla, kterou vyvine samo břemeno a přitlačuje brzdící kužel do dutiny rohatky. Zdvih je zajištěn otáčením rohatky spolu se šnekem. Při spouštění břemene je rohatka držena západkou. Účinnost šroubových kladkostrojů je 0,55 až 0,7. [3]



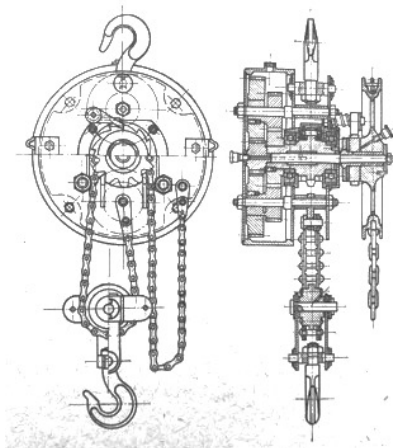
Obr 1.9 Mechanismus šroubového kladkostroje [20]



Obr 1.10 Moderní šroubový kladkostroj [21]

Kladkostroje s čelními koly

U těchto kladkostrojů se vyskytují dva až tři páry ozubených kol v převodovém ústrojí. Mohou se zde vyskytovat i soukolí planetová. Tyto kladkostroje mají brzdu s pomocným šroubem k samočinnému zadržení břemene. Účinnost těchto kladkostrojů je 0,75 až 0,85. [3]



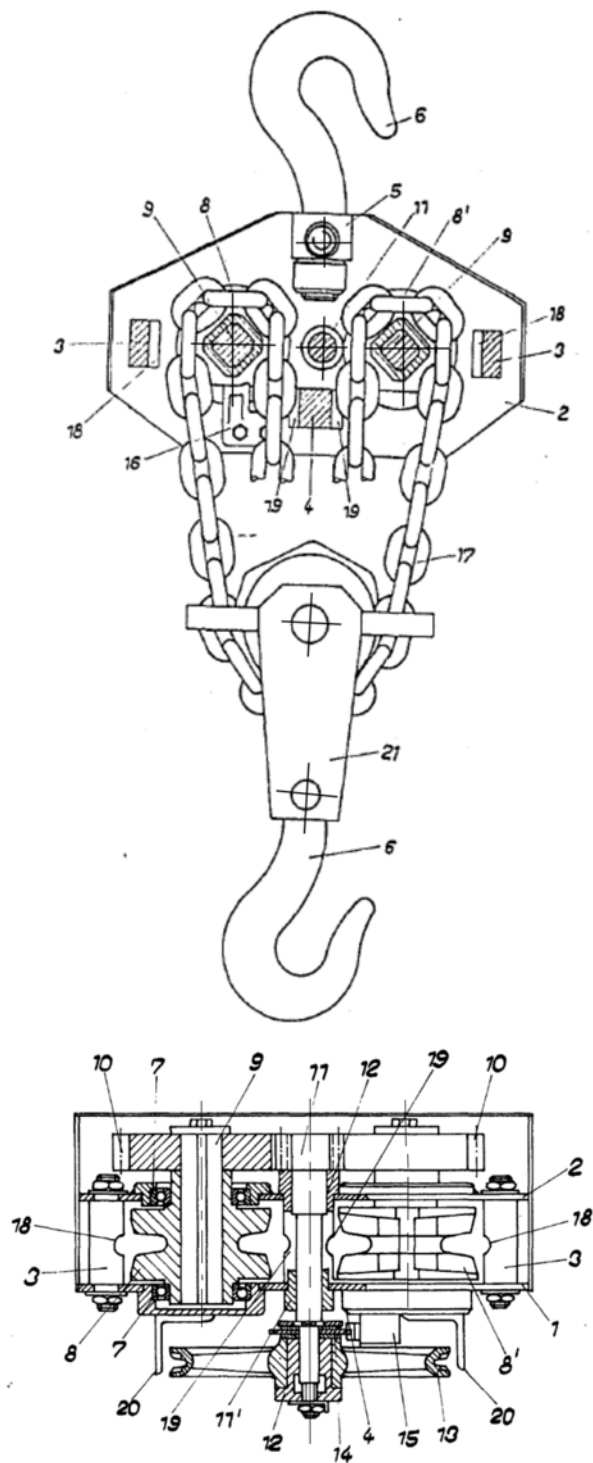
Obr 1.11 Mechanismus kladkostroje s čelními koly [3]



Obr 1.12 Moderní kladkostroj s čelními koly [22]

Diferenciální kladkostroje

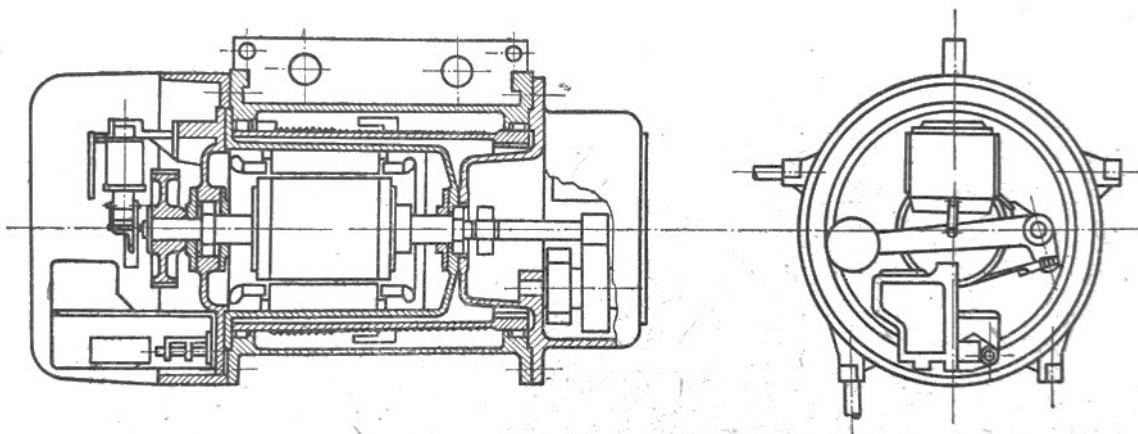
Tyto kladkostroje jsou používány pro zdvihání velmi těžkých břemen. Vyznačují se jednoduchostí provedení. Díky třem navzájem jinak velkým ozubeným kolům lze dosáhnout velkých převodových poměrů, které snižují sílu od břemene. To zajišťuje použití menší tažné síly pro zdvih břemene. [3]



Obr. 1.13 Mechanismus diferenciálního kladkostroje [23]

Elektrické kladkostroje

Jsou malá, moderní bubnová zdvihadla s nosností do 5 t a zdvihem do 14 m. Dají se pevně přichytit ke konstrukci a použít jako navijáky, nebo se mohou zavěsit a použít jako kladkostroje. Tyto kladkostroje jsou opatřeny lanovým bubnem, převodovkou a elektromagnetickou brzdou, která je zabudována dovnitř lanového bubnu. Snadné ovládání je zajištěno dálkovým ovládáním, nebo ovládacími tlačítky zespodu konstrukce. [3]



Obr 1.14 Mechanismus elektrického kladkostroje [3]

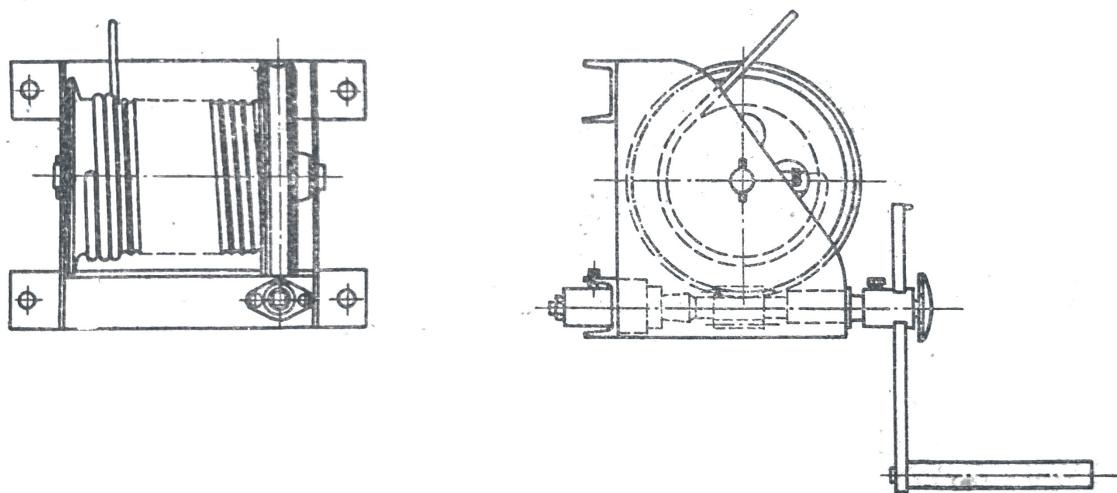


Obr 1.15 Moderní elektrický kladkостroj [24]

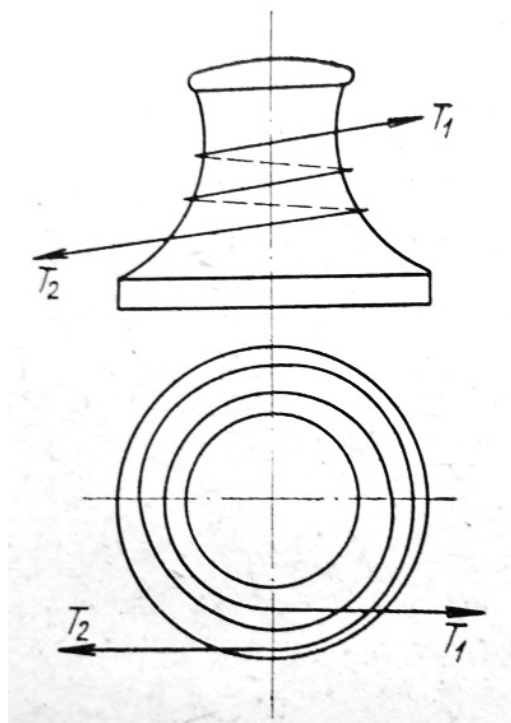
1.2.3 Navijáky

Nedílnou součástí navijáků je lanový buben. Ten je poháněn ručně, nebo motorem. Nejčastěji jsou navijáky vybaveny brzdou, ale mohou mít pouze západkový mechanismus. Jsou určeny jak pro svislé, tak i pro vodorovné namáhání. Navijáky se používají nejvíce ve stavebnictví, v dopravě, nebo při montážích.

Existují i zvláštní případy navijáků jako například *Posunový vrátek*. Ten se používá při posunutí velmi těžkých břemen (lodí, vlaků). Tento vrátek má třecí buben vydutého tvaru a svislou osu. Uvnitř se nachází elektromotor a převody. Na buben se navléknou dva až tři závity lana. Jeden konec lana je připevněn k břemenu, na druhý konec působí malá síla. Tím dochází k práci. [3]



Obr 1.16 Mechanismus lanového navijáku [3]



Obr 1.17 Posunový vrátek [3]



Obr 1.18 Moderní lanový naviják [25]

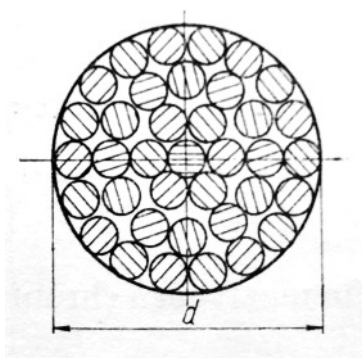
1.3 Lana

Lana jsou hlavním nosným prvkem veškerých zdvihacích zařízení. Jsou lehká, pružná a cenově dostupná. Dají se však zatížit pouze tahem. Při jiném druhu namáhání se mají lana tendenci rozkrucovat, tvořit smyčky, nebo se jinak deformovat. [1], [3]

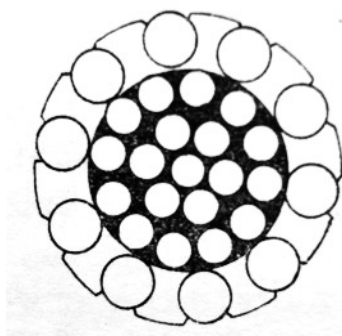
1.3.1 Rozdělení lan

Jednoprámenná lana

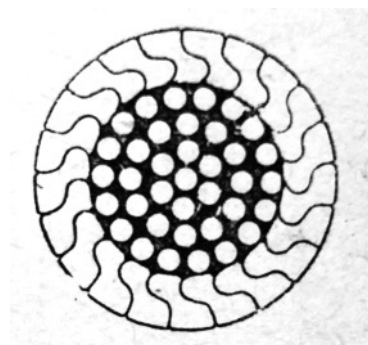
Jednoprámenná lana jsou jednoduše vinutá. Tento druh lan je specifický stočenými dráty v jedné nebo více vrstvách okolo lanové duše. Jsou používána jako nosná nepohyblivá lana. Jedná-li se o dráty kruhového průřezu, můžeme je nazývat lany *otevřenými*. Do lan, která jsou spředená tímto způsobem, může pronikat voda. Ta způsobuje korozi, která posléze může způsobit popraskání drátů. To může mít za následek přetrhnutí lana a zničení celého mechanismu. Pro odstranění tohoto problému vznikla lana *polo-uzavřená* a *uzavřená*. Jejich vnější dráty do sebe zapadají, a tím utvoří hladký povrch lana tak, aby dovnitř lana nezatékala voda. Toto opatření vede k menšímu opotřebení lan i kladek. [1], [3]



Obr 1.19 Lano otevřené [1]



Obr 1.21 Lano polo-uzavřené [1]



Obr 1.20 Lano uzavřené [3]

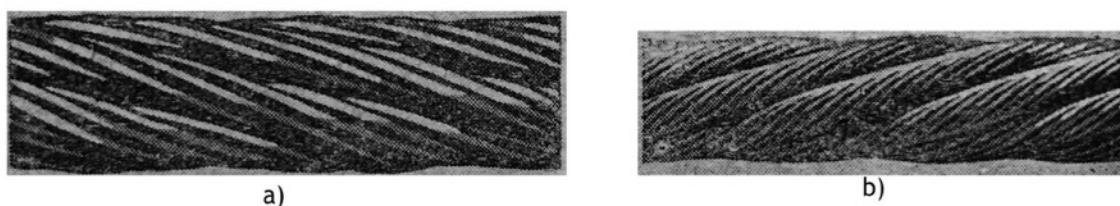
Vícepramenná lana

Vícepramenná lana se používají u většiny jeřábů jako lana pohyblivá. Nejčastější počet pramenů lan je šest. Lano je tvořeno duší, okolo které jsou spleteny prameny. Duše udává pevnost a ohebnost lana. V dnešní době jsou duše ocelové, které jsou pevné, ale zároveň méně ohebné a polypropylenové, které jsou ohebné, ale s menší pevností.

Lana lze vinout dvěma směry. *Stejnoseměrně* a *protiseměrně*.

Stejnoseměrná lana jsou vhodná pro vedená břemena, kdy lano je dostatečně napnuté. Jsou měkčí, ohebnější a trvanlivější. Tvoří se na nich ale smyčky a při zatížení se poměrně prodlužují.

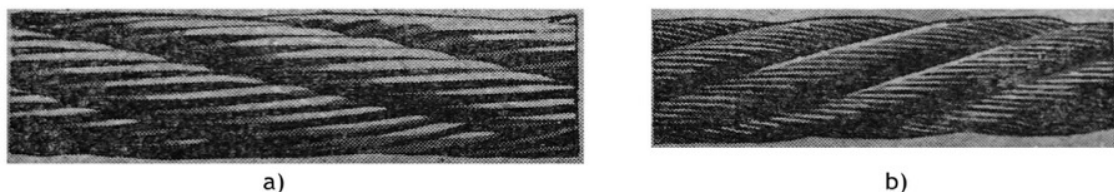
Protiseměrná lana tvoří smyčky a nerozkručují se. Lze je použít pro přepravu břemen, která nelze pojistit proti rozkrucování. [1], [3], [4]



a)
a) Pravé

Obr 1.22 Lano stejnoseměrné [3]

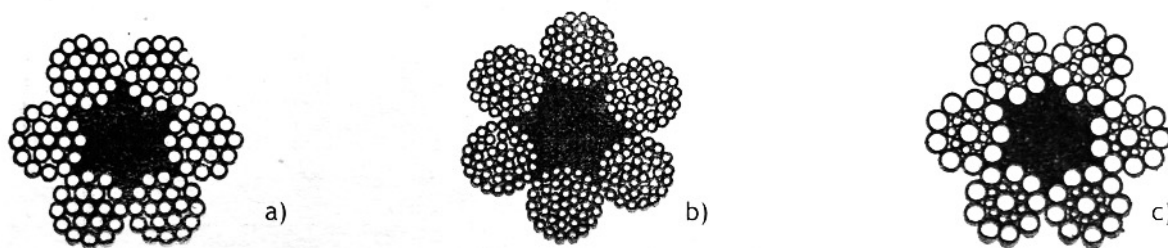
b)
b) Levé



a)
a) Pravé

Obr 1.23 Lano protiseměrné [3]

b)
b) Levé



a) ze 114 drátů

Obr 1.24 Šestipramenné lano [1]

b) ze 222 drátů

c) SEAL lano

1.3.2 Kladky pro lana

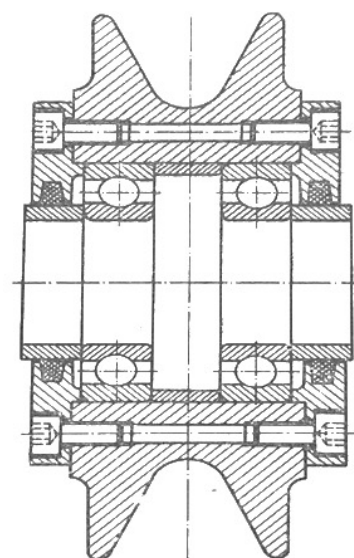
Nejjednodušší kladku si lze představit jako kolo, které má po obvodu vyhloubenou drážku pro lano či řetěz.

Lanové kladky se dělí do dvou kategorií: *Vodící* a *Vyrovňovací*. Kladky vodící slouží k udržení břemena v potřebném směru, zatímco kladky vyrovnávací vyrovnávají tah v jednotlivých větvích lana. Pro výpočet průměru kladky je vycházeno z normy ČSN 27 1820 - „Kladky a bubny pro ocelová lana“.

K výrobě kladek je používána litá ocel 42 2650.2, nebo 42 2652.1. Lze také použít litinu s lupínkovým grafitem v případě, že kladka nebude vystavena rázům a bude málo využívána. Existují i kladky vyrobené z tvrdých plastů. Takovéto kladky se používají tam, kde by ocelové kladky podléhaly rychlému opotřebení (venkovní prostředí). Pokud to podmínky dovolí, volí se průměry kladek a bubnů co největší z důvodu prodloužení životnosti ocelových lan. Kladky se v dnešní době ukládají na valivá ložiska. [1]



Obr 1.25 Vodící kladky [26]



Obr 1.26 Řez kladkou pro lana [3]

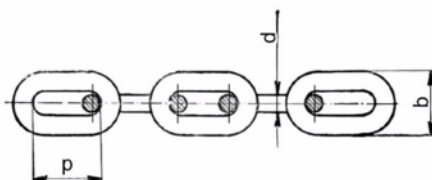
1.4 Řetězy

Řetězy se používají napříč celou technikou. Existuje velké množství druhů řetězů a jejich různá využití, ať se jedná o přepravníkové řetězy, převodové řetězy, pilové řetězy, nebo zimní řetězy na pneumatiky.

Tato práce pojednává především o řetězech svařovaných (článekových), které jsou hojně využívány ve strojírenství, ale i v mnoha jiných odvětvích. [1]

1.4.1 Svařované řetězy

Nejčastější rozdělení svařovaných řetězů je na řetězy *krátkočlánekové* a *dlouhočlánekové*. Dále se ještě rozlišují řetězy *kalibrované* a *nekalibrované*, přičemž ani jeden z typů nesmí překročit dovolené úchytky rozměrů p a $b \pm 2,5\%$ dle obrázku (1.27). Kalibrované řetězy navíc nesmějí překonat hranici celkové délky pro jedenáct spojených článků řetězu danou příslušnou normou. [1]



Obr 1.27 Články řetězu [27]

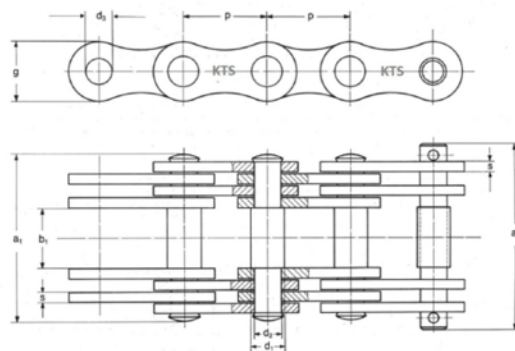
Řetězy se svařují pomocí odporového svařování. Používá se technika natupo stlačením, nebo natupo odtavením. Moderní metoda výroby řetězů je svařování třením. Řetěz vzniká spojením kovaných článků řetězu pomocí třecího pohybu dvou částí článku. Tyto části o sebe třou, a tím vzniká teplo. Jakmile se materiál dostane do bodu tvárnosti (plasticity), boční síly přitlačí dva dílky článku k sobě, a tím vznikne článek řetězu. Na rozdíl od odporového svařování se zde materiál netaví, tudíž nedochází ke změně struktury materiálu. Tímto způsobem svařování lze spojit i některé druhy nesvařitelných ocelí, například EN 50CrV4.

Svařované řetězy se používají k zavěšení břemen do háků a tam, kde nelze efektivně použít lano. Pro tyto operace se využívají nekalibrované řetězy z důvodu ceny. Kalibrované řetězy se používají jako hnací a zvedací části ručních kladkostrojů, nebo koček malých nosností.

Nevýhodou řetězů je hmotnost a citlivost vůči rázům. Jediný špatný článek řetězu může způsobit zničení celého mechanismu. Dalším negativním faktorem je hlučnost. Řetězy se nepoužívají pro velké rychlosti. Výjimkou jsou malé vodící řetízky koček, které se mohou pohybovat až 1 m/s. [1], [5]

1.4.2 Kloubové řetězy

Kloubové řetězy (Gallovy) jsou používány u kladkostrojů, zdvihadel, nebo výtahů. Oproti svařovaným řetězům jsou bezpečnější, ale nedovedou čelit bočním silám. V porovnání s lany, jsou Gallovy řetězy těžší a podléhají značnému prodloužení. Největší dovolená rychlost použití těchto řetězů je 0,5 m/s. [1]



Obr 1.28 Gallův řetěz [28]

1.4.3 Výpočet svařovaných řetězů

Pro výpočet dovoleného zatížení řetězů se vychází z příslušných norem ČSN. Při metodě svařování natupo stlačením, nebo natupo odtavením při elektrickém odporovém svařování je maximální jmenovitá tloušťka článku $d = 26 \text{ mm}$ (viz obrázek 1.27). [1]

Pro výpočet platí vzorec:

$$Q \doteq 9,5 \cdot d^2$$
$$Q \doteq 9,5 \cdot 26^2 = 6\,422 \quad (1.1)$$

kde:

Q = dovolené zatížení [kp],

d = tloušťka článku řetězu [mm].

Toto odpovídá rovnici

$$9,5 \cdot d^2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot d^2}{4} \cdot \sigma_t$$
$$\sigma_t = \frac{9,5 \cdot d^2 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{9,5 \cdot 4}{2 \cdot \pi} = 6 \text{ kp} \quad (1.2)$$

po přepočtu na novější jednotky je tedy tahové namáhání rovno $\sigma_t \doteq 60 \text{ N/mm}^2$

Tato rovnice platí jen pro řetězy používající ruční pohon a pohybující se menší rychlostí než je 1 m/s. Pro řetězy, používané se strojním pohonem, je zapotřebí počítat s možností rázů. Dosáhne-li řetěz rychlosti překračující rychlost 1 m/s, dochází k výskytu značných rázů, které mají za důsledek vydírání řetězů. Jako preventivní opatření se redukuje dovolené namáhání dle rovnice (1.3) pro strojní pohon a dle rovnice (1.5) pro pohon strojný. [1]

Pro ruční pohon

$$Q' \doteq 8 \cdot d^2 = 8 \cdot 26^2 = 5\,408 \text{ kp} \quad (1.3)$$

druhý způsob výpočtu

$$Q' = 0,84 \cdot Q = 0,84 \cdot 6\,422 = 5\,394,5 \text{ kp} \quad (1.4)$$

to odpovídá 84 % dovoleného zatížení řetězu dle normy.

Pro strojní pohon

$$Q'' \doteq 5 \cdot d^2 = 5 \cdot 26^2 = 3\,380 \text{ kp} \quad (1.5)$$

druhý způsob výpočtu

$$Q'' = 0,53 \cdot Q = 0,53 \cdot 6\,422 = 3\,403 \text{ kp} \quad (1.6)$$

to odpovídá 53 % dovoleného zatížení řetězu dle normy.

Pro udržení přesnosti kalibrovaných řetězů se využívá pouze 60 % meze přípustného zatížení. U nekalibrovaných řetězů není žádný vedlejší limit používání. V případech extrémní zimy se doporučuje používat řetězy co nejméně, a to kvůli náchylnosti k přetržení článků v důsledku rázů. [1]

1.4.4 Kladky pro řetězy

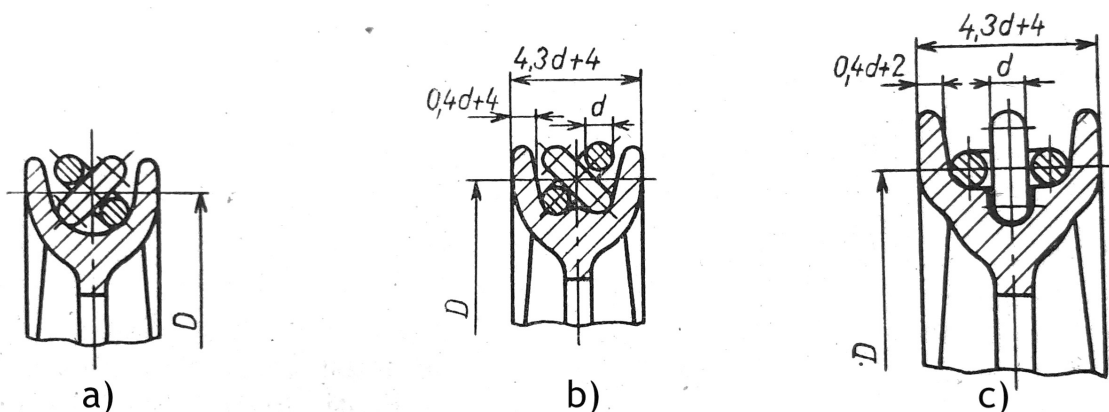
Zde se kladky rozdělují na *vodící* a *hnací*. Pro jejich výrobu se nejčastěji používá litina.

Kladky vodící

Nejjednodušší tvar, který se používá jen velmi zřídka, mají kladky s volně loženým řetězem. Tyto kladky se používají pro ruční pohon a pro napínací kladky. Není zde zapotřebí kalibrovaný řetěz. Snesou také velkou rychlost a neklidný chod řetězu. Řetěz je však velmi opotřebováván, zkrucován a špatně se chrání proti vypadnutí z kladky.

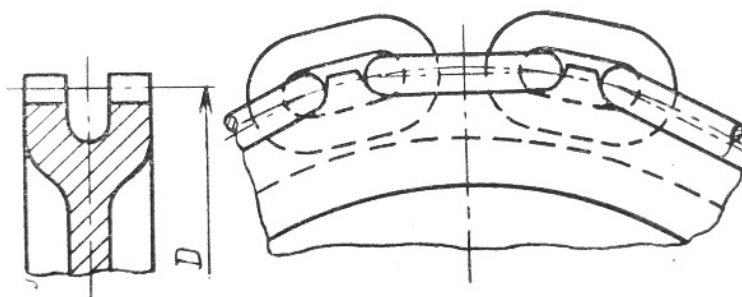
Lepší je tvar kladky dle obrázku 1.29 b), kdy kladka má již přizpůsobenější profil pro řetěz. Řetěz však nelze zcela dobře ochránit před vypadnutím.

Nejlepší a zároveň nejčastěji používaný profil kladek je na obrázku 1.29 c). Tento profil snese jak velkou rychlost otáčení, tak i neklidný chod řetězu. [1]



Obr 1.29 Vodící kladky pro řetězy [1]

U kladkových profilů je největší nevýhoda, že články řetězu leží uprostřed na válcové ploše, a tudíž trpí na ohyb a na velké měrné tlaky. Pro zlepšení se používá mnohoúhelníkový tvar plochy.



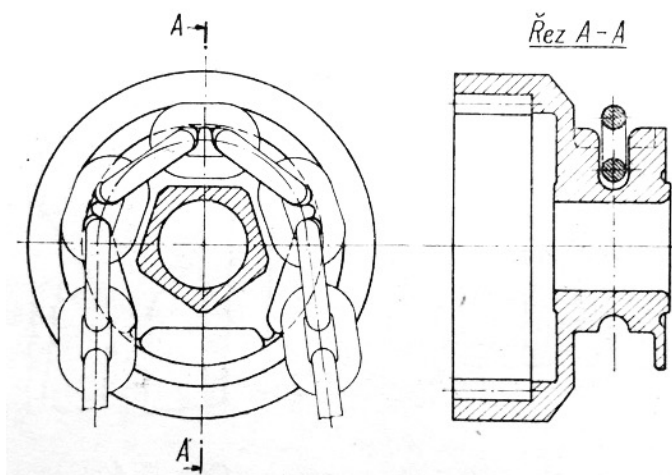
Obr 1.30 Detailní tvar řetězové kladky [1]

Kladky vodící mohou být volně otočné na pevných čepích, které jsou zajištěné přídržkami. Účinnost řetězových kladek je 0,95. [1]

Kladky hnací

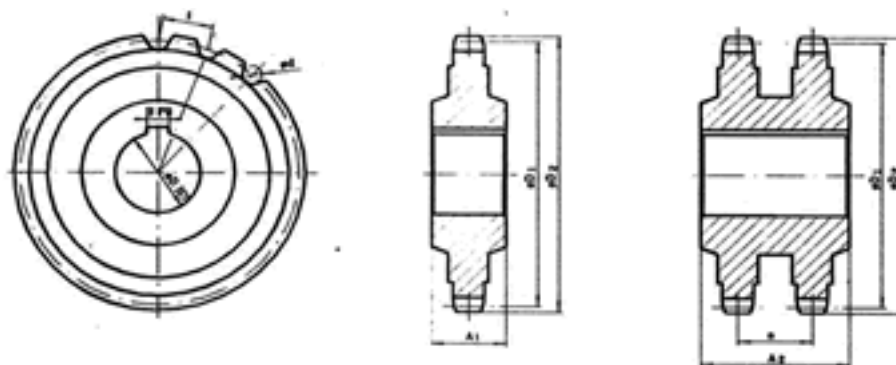
Hnací kladky mají vždy vytvořená lůžka pro články řetězu, které do nich s malou vůlí zapadají. Kladky, které mají (4 až 8) zubů se nazývají *ořechy*. Nejmenší počet zubů u ořechů jsou čtyři, ale mnohem častěji je zubů pět a více. Je to dáno opotřebením řetězu i ořechu. Při použití méně než čtyř zubů, se zvětší úhel vyklonění článků a při navíjení dochází k velkým otěrům. Zároveň se zhoršuje i účinnost a prodlužuje se řetěz.

Řetězové ořechy tvoří hnací ústrojí, a to i malých rozměrů. Jsou tedy velmi výhodné, zejména u ručních zdvihacích zařízení. Účinnost hnacích kladek se pohybuje mezi (0,93 až 0,94). [1]



Obr 1.31 Ořech řetězové kladky [1]

Speciálním druhem kladek jsou *Kladky pro Gallovy řetězy*. Používají se u řetězů menších rozměrů a jsou vyráběné z litiny, nebo lité oceli. Nejmenší počet zubů na ořechu je sedm, přičemž tři zuby by vždy měly být v záběru. Toto zabraňuje nadměrnému namáhání řetězového čepu na ohyb. Účinnost těchto kladek je 0,94. [1]

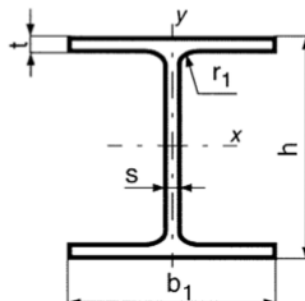


Obr 1.32 Kladka pro Gallovy řetězy [29]

2 Konstrukční část

2.1 Návrh profilu nosníků

Pro návrh nosné konstrukce, byly brány v úvahu dva typy profilů ocelových nosníků, a sice profil HEB140 a profil IPE160.



Obr 2.1 Řez tyčovým profilem [45]

Tab. 2.1 Technické parametry profilů nosníků [45]

Profil	h [mm]	b ₁ [mm]	s [mm]	t [mm]	r ₁ [mm]	J _x [mm ⁴]	W _x [mm ³]	G [kg/m]
HEB140	140	140	7	12	12	1510	216	33,7
IPE160	160	82	5	7,4	9	869	109	15,8

Profil HEB140

Klady:

Ušetření místa na výšku, větší prostor na přírubách pro následné vrtání děr pro šrouby.

Zápory:

Vyšší hmotnost konstrukce, potřeba širšího uložení ve zdech, malá výška profilu.

Profil IPE160

Klady:

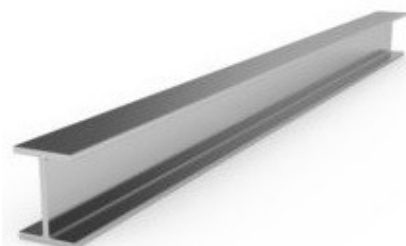
Menší hmotnost konstrukce, menší spotřeba místa ve zdech, výška profilu umožňuje lepší manipulovatelnost s pojezdem kočky.

Zápory:

Menší prostor pro vrtání děr, vytvoření vyšších děr ve zdech budovy.

2.2 Volba profilu nosníků

Jako lépe vyhovující pro konstrukci byl shledán profil IPE160. Hlavním důvodem výběru je odlehčení konstrukce a zvětšení prostoru pro pojezdovou kočku.



Obr 2.2 Profil IPE160 [30]

2.3 Návrh konstrukce

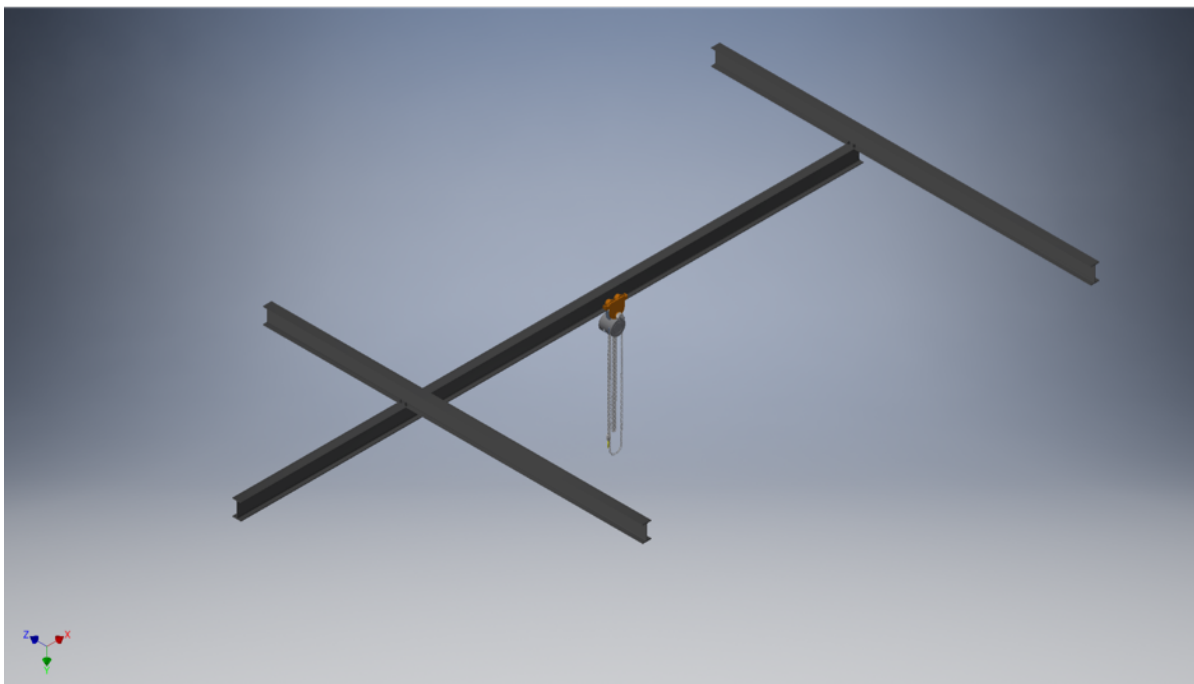
Při plánování konstrukce byly vytvořeny dva návrhy.

2.3.1 Návrh A – Dlouhý pojezdový nosník

Tento návrh používá podvěsnou pojezdovou kolejnici dlouhou 6 000 mm. Tato kolejnice je spojena s příčnými nosníky pomocí dvou párů šroubových polích o čtyřech šroubech. Konstrukce je jako celek zabudována do podélných zdí budovy.

Značnou výhodou tohoto návrhu bude rozložení působících sil při zatížení konstrukce. Při zatížení na převislém konci pojezdové kolejnice se síla, působící na opačný konec kolejnice směrem vzhůru, zapře o konstrukci dřevěných trámů, které podepírají podlahu v horním patře. Tímto se sníží náklady na ukotvení celé konstrukce do zdí budovy.

Nevýhoda tohoto návrhu je celková hmotnost konstrukce. Pro realizaci bude značně komplikované vyzvednutí a upevnění podvěsné kolejnice ke zbylým částem konstrukce, kvůli zmiňované hmotnosti a délce kolejnice. Další nevýhodou tohoto návrhu je velký průhyb kolejnice v případě, kdy zdvihací zařízení bude umístěné mezi příčnými nosníky a bude zdvihát břemeno. Zamezení průhybu je možné přidáním dalšího příčného nosníku uprostřed dosavadního návrhu. Roli při výběru má i vzhled celé konstrukce v prostoru budovy. Tento návrh zabírá velké množství místa a zmenšuje tím prostor budovy, což je nežádoucí.

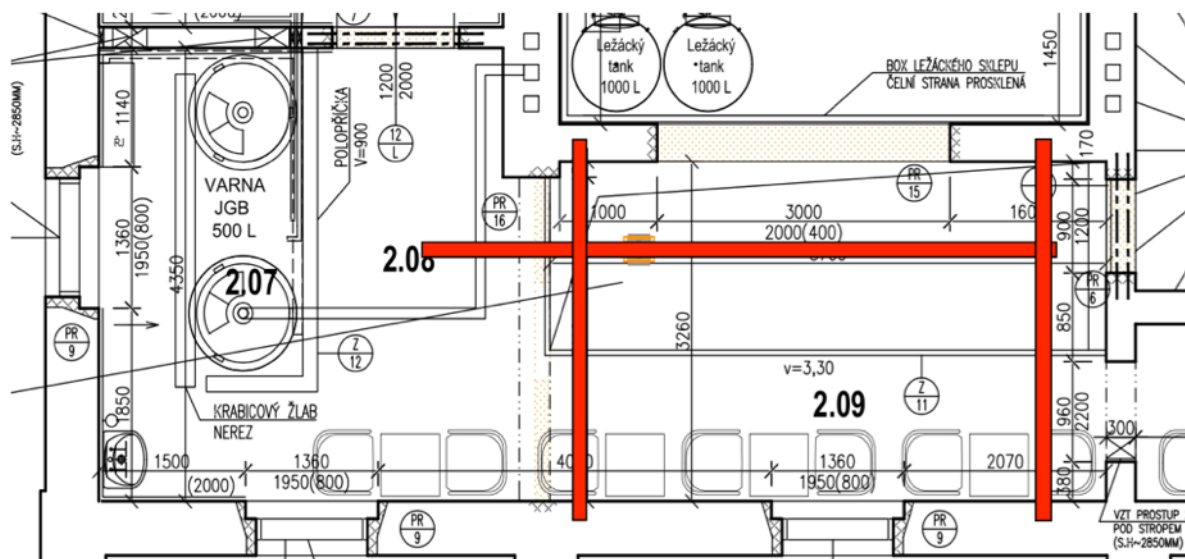


Obr 2.3 Sestava nosníků; Návrh A [Autor]

Pohled na konstrukci (návrh A)

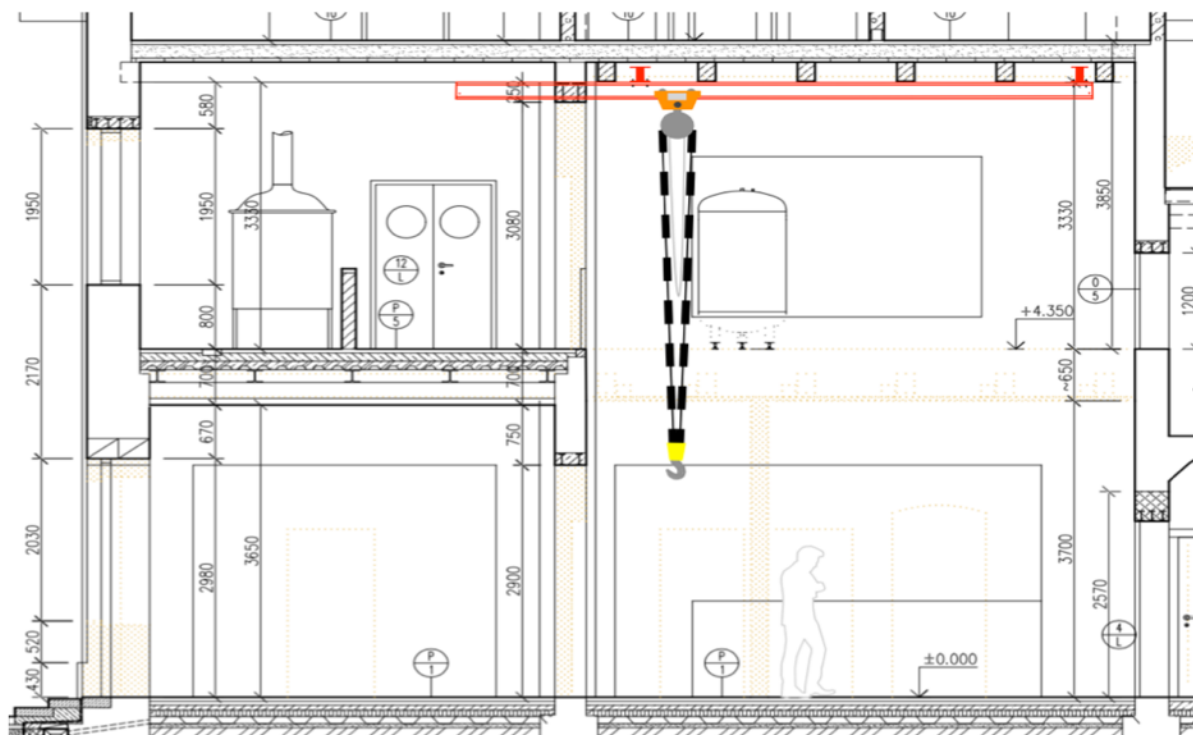
Detailní umístění návrhu A v místnosti.

Půdorys 2. podlaží



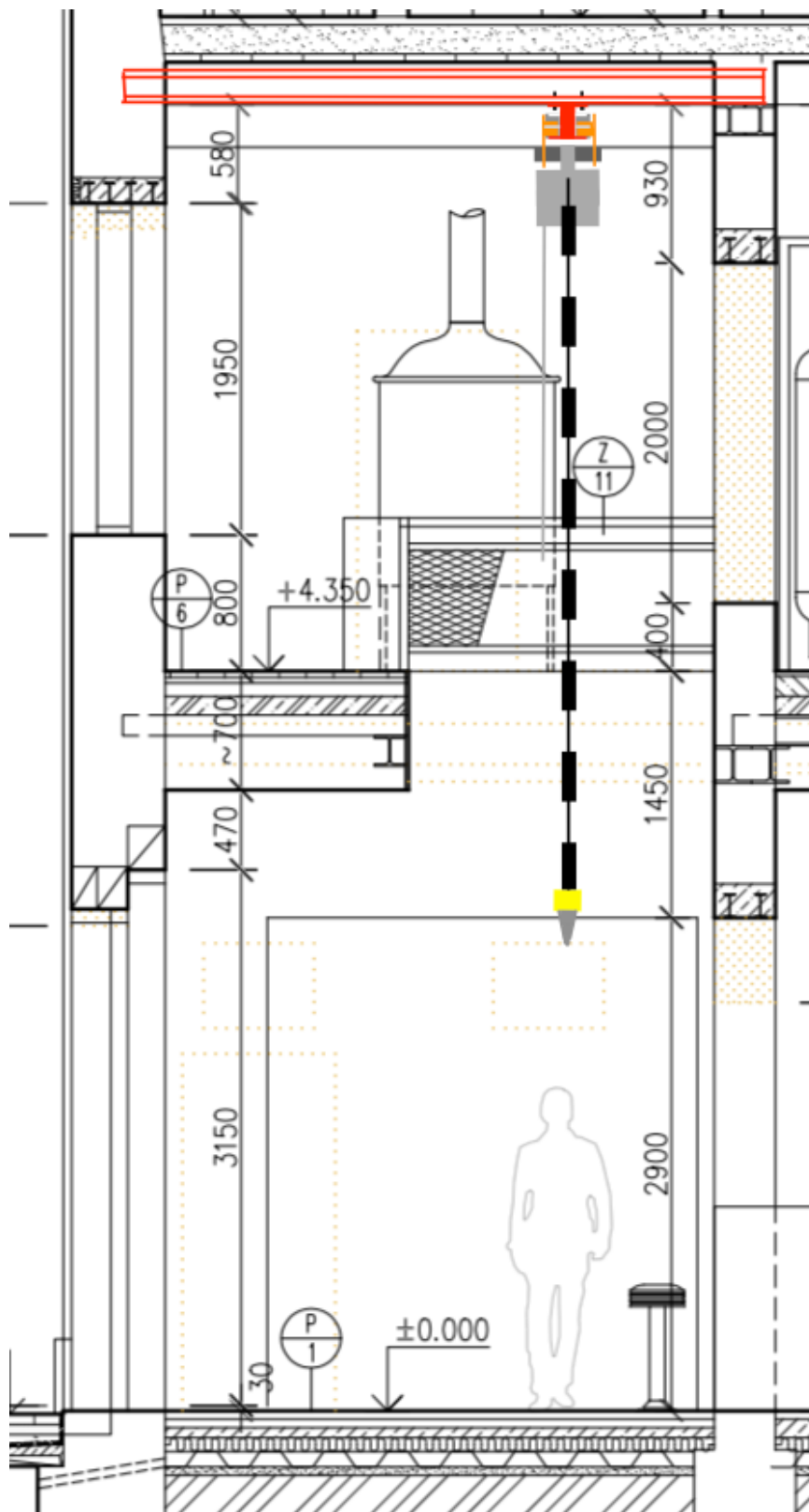
Obr 2.4 Půdorys; Umístění návrhu A do budovy [Autor]

Bokorys pivovaru (sever)



Obr 2.5 Bokorys (sever); Umístění návrhu A do budovy [Autor]

Bokorys pivovaru (západ)



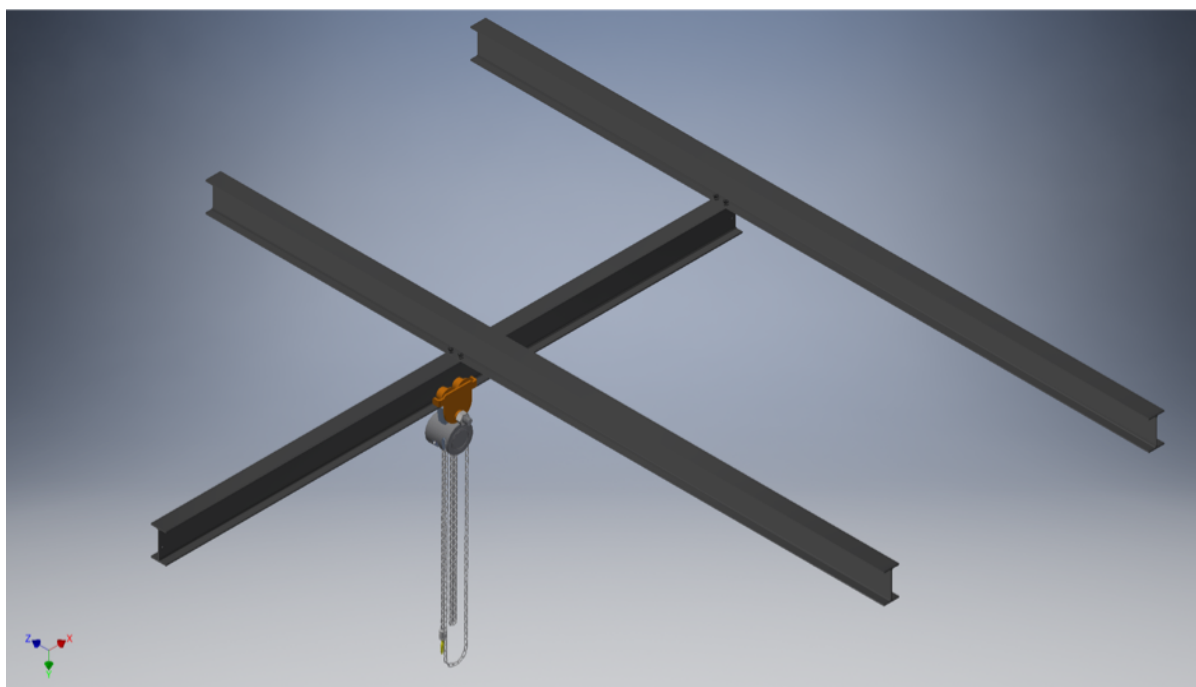
Obr. 2.6 Bokorys (západ); Umístění návrhu A do budovy [Autor]

2.3.2 Návrh B – Krátký pojezdový nosník

V tomto návrhu pojezdová kolejnice není tolik dlouhá. Zasahuje pouze do prostoru, který je nezbytně nutný k bezpečnému přemístění pivních sudů, za kterýmž to účelem je tato konstrukce navržena.

Výhodou této konstrukce je menší hmotnost a kratší délka, díky které bude zajištěna snadnější realizace. Celkové menší rozměry konstrukce budou znamenat i více prostoru v místnosti a větší komfort pro budoucí hosty pivovaru. Také průhyb konstrukce při zatížení mezi příčnými nosníky bude menší, tudíž konstrukce nebude tolik zatěžovat spojovací materiál nosníků.

Nevýhodou návrhu B je působení opačných sil. Při zatížení konstrukce na převislém konci pojezdové kolejnice vznikne síla opačná, která bude působit směrem vzhůru na druhém konci traverzy. Zde vznikají náklady na stabilnější upevnění do zdi.

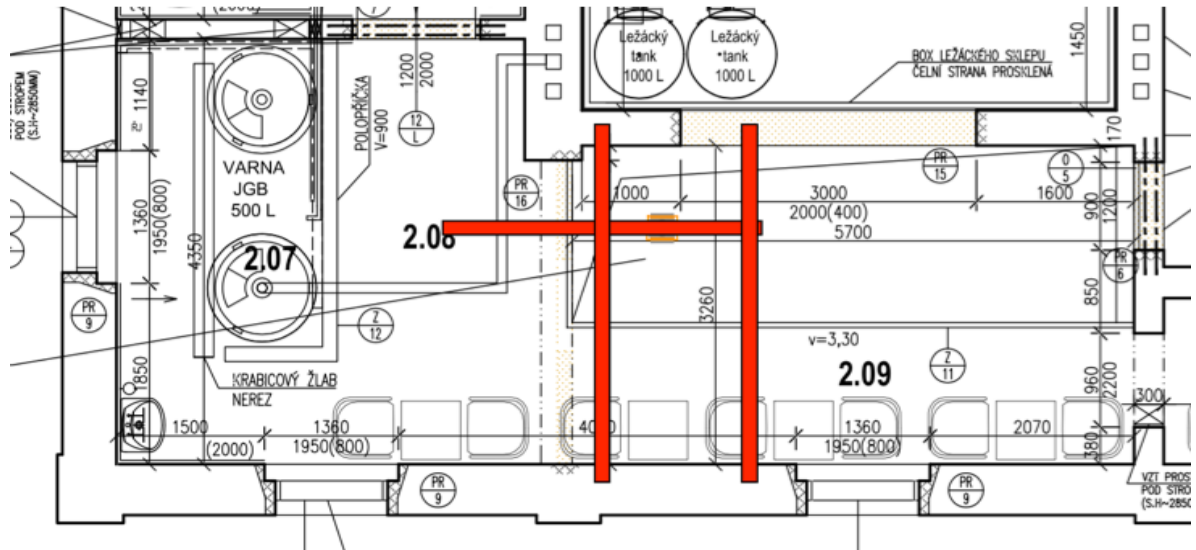


Obr 2.7 Sestava nosníků; Návrh B [Autor]

Pohled na konstrukci (návrh B)

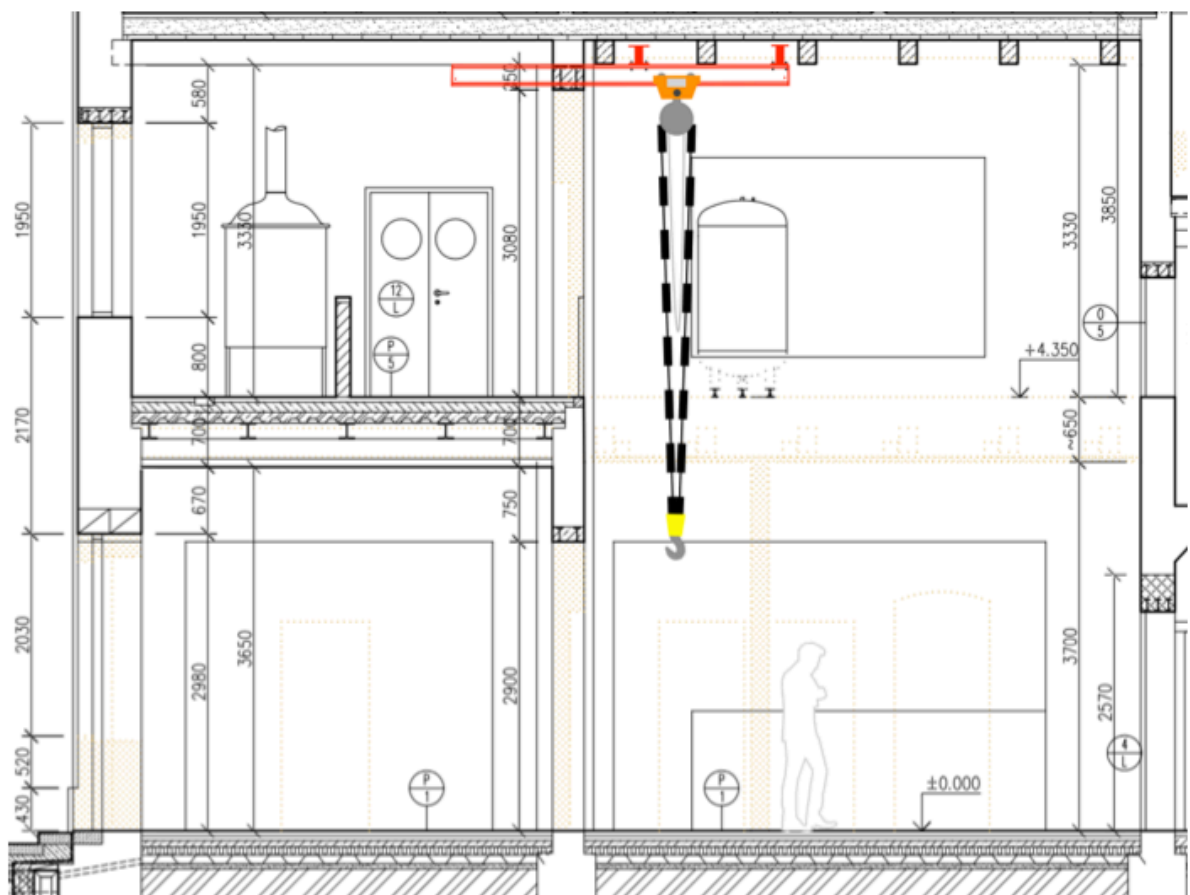
Detailní umístění návrhu B v místnosti.

Půdorys 2. podlaží



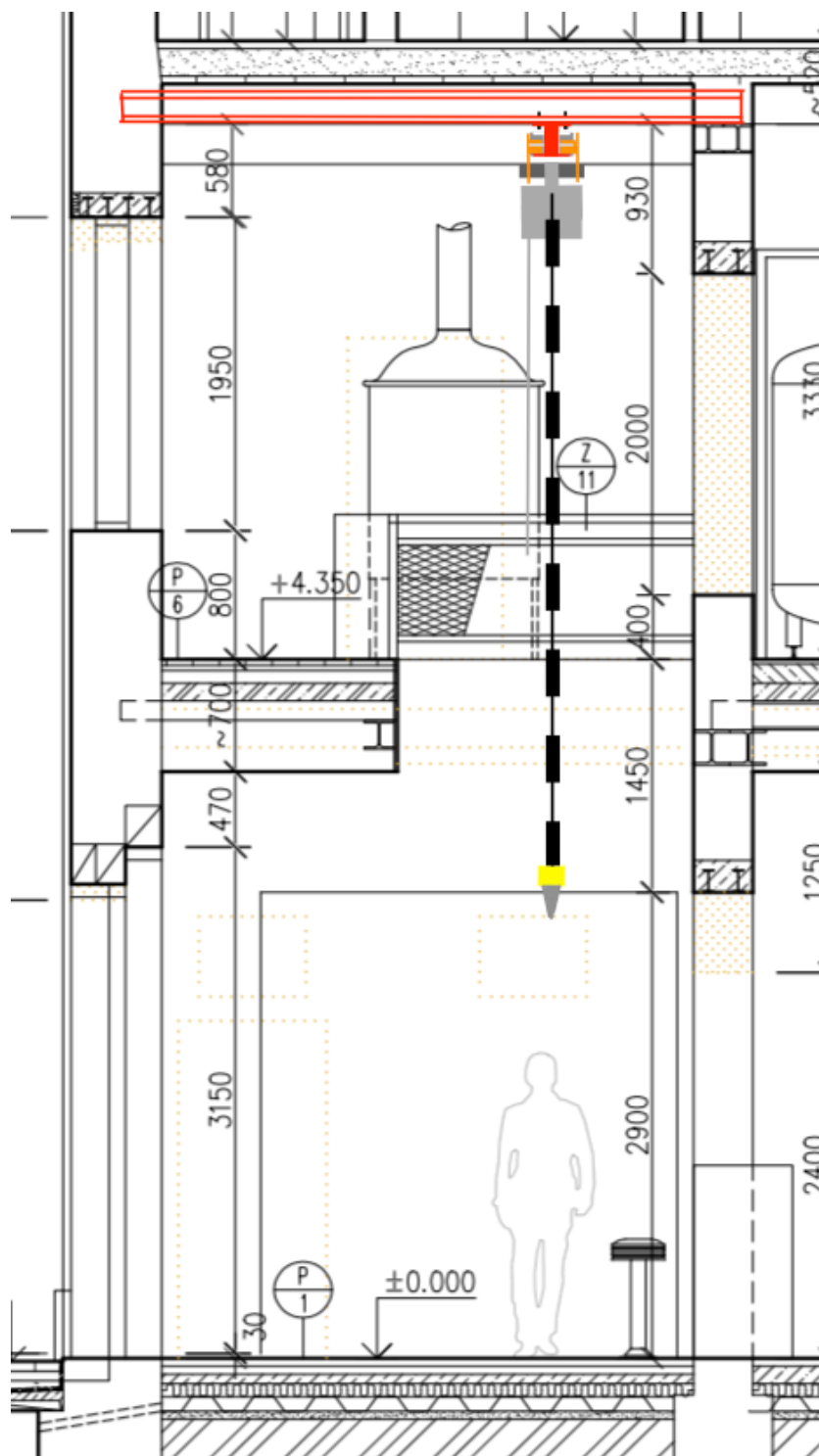
Obr. 2.8 Půdorys; Umístění návrhu B do budovy [Autor]

Bokorys pivovaru (sever)



Obr. 2.9 Bokorys (sever); Umístění návrhu B do budovy [Autor]

Bokorys pivovaru (západ)



Obr. 2.10 Bokorys (západ); Umístění návrhu B do budovy [Autor]

2.4 Výběr návrhu

Po zvážení veškerých informací týkající se obou návrhů konstrukcí i s ohledem na stavební podmínky a náročnost, byl k realizaci vybrán návrh B.

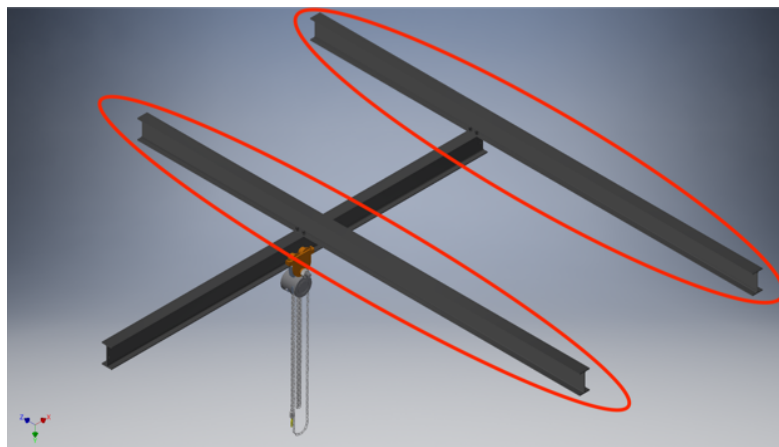
Hlavními důvody zvolení tohoto návrhu byla jednodušší realizace a značné ušetření místa v místnosti.

2.5 Stanovení rozměrů pro nosník

2.5.1 Dlouhé příčné nosníky

Pro dlouhé příčné nosníky byly stanoveny délkové rozměry podle plánů pivovarnické budovy (půdorysu, bokorysu) s ohledem na stavařské podmínky.

Co se týče výškových rozměrů, ty byly zvoleny na základě technologických možností následného ukotvení jednotlivých nosníků ve zdech rovněž s ohledem na stavařské podmínky.



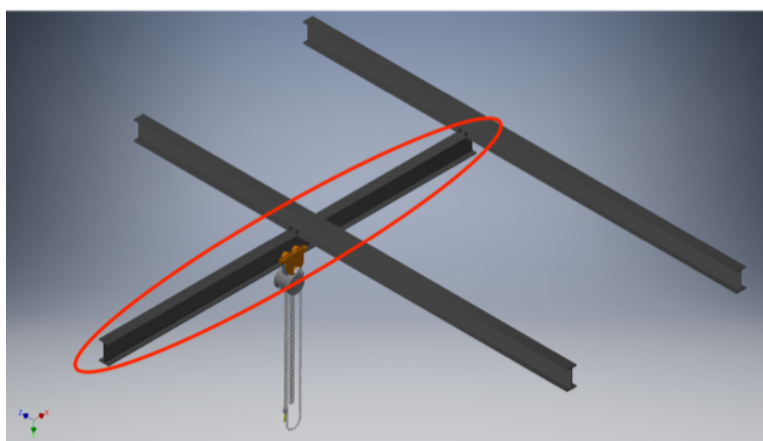
Obr 2.11 Dlouhé příčné nosníky IPE160 [Autor]

2.5.2 Krátký pojezdový nosník

U volby délky tohoto nosníku, bylo nutné respektovat funkční délkou nosníku. Zde bylo nezbytné nosník vyměřit tak, aby spolehlivě dosahoval do manipulačního prostoru, kde budou prováděny nakládací a vykládací práce.

Na konstrukci byla zvolena neobvyklá místa pro spojení (na kraji a uprostřed krátkého pojezdového nosníku). K tomuto opatření vedla skutečnost, že v místě druhého okraje krátkého pojezdového nosníku, nebyla možnost uchycení k dlouhému příčnému nosníku, nebo spojení přímo se stropní konstrukcí.

Aby pojezdový nosník správně plnil svůj účel, byla zde stanovena minimální hodnota výšky profilu nosníku. Bylo zapotřebí zvolit dostatečně vysoký profil nosníku, tak aby se nestalo, že by pojezdová kola zvedacího mechanismu narážela do šroubového pole, které zajišťuje kompaktnost celé konstrukce.



Obr 2.12 Krátký pojezdový nosník IPE160 [Autor]

2.6 Dimenzování nosníků

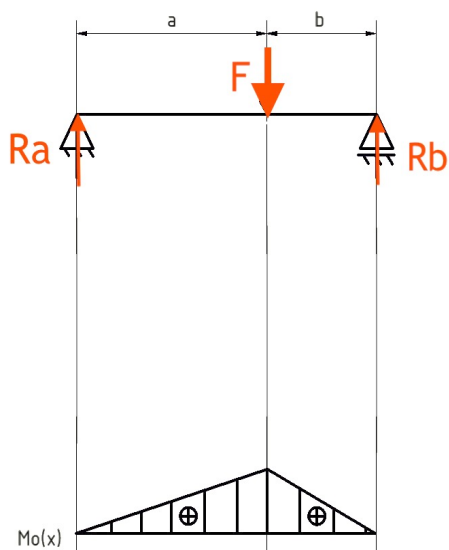
2.6.1 Dlouhé příčné nosníky

Tyto nosníky byly navrženy tak, aby měly na koncích přesah dlouhý 200 mm, který byl použit k zabudování nosníků do zdí budovy.

Tento výpočet by měl být počítán jako *nosník vetknutý*, ale pro zjednodušení byl příklad počítán jako *nosník namáhán čistě na ohyb*. Vetknutí ve zdech bylo nahrazeno kloubovým spojením z důvodu uložení nosníků na betonové věnce ve zdech, které pomáhají rozložení tlaků, jak nosníků, tak i stropu, které působí kolmo směrem dolů, a to po celé délce stěn. Následně byly tyto nosníky zabetonovány tak, aby se jejich horní části dotýkaly stropu horního patra, a mohly tak přenášet síly, které budou působit směrem vzhůru při zatěžování konstrukce.

Výpočet

$$\begin{array}{ll} a = 2\,324 \text{ mm} & W_x = 109\,000 \text{ mm}^3 \\ b = 1\,336 \text{ mm} & J_x = 8\,690\,000 \text{ mm}^4 \\ F = 4\,100 \text{ N} & \sigma_D = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{array}$$



$$F \cdot a - R_b \cdot (a + b) = 0 \quad (2.1)$$

$$R_b = \frac{F \cdot a}{a + b} \quad (2.2)$$

$$R_a \cdot (a + b) - F \cdot b = 0 \quad (2.3)$$

$$R_a = F \cdot \frac{b}{a + b} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} M_{o \max} &= R_a \cdot a = F \cdot \frac{b}{a + b} \cdot a = \\ &= 4\,100 \cdot \frac{1\,336}{3\,660} \cdot 2\,324 = 3\,478\,126,4 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} M_{o \max} &\leq \sigma_D \cdot W_x = 100 \cdot 109\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \\ 3\,478\,126,4 &\leq 10\,900\,000 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Obr 2.13 Působení sil na dlouhé nosníky [Autor]

$$y_{\max} = \frac{F \cdot b}{3 \cdot E \cdot J_x \cdot (a + b)} \cdot \left(\frac{2 \cdot a + b}{3} \right)^3 = \frac{4\,100 \cdot 1\,336}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8\,690\,000 \cdot 3\,660} \cdot \left(\frac{2 \cdot 2\,324 + 1\,336}{3} \right)^3 = 2,169 \text{ mm} \quad (2.7)$$

2.6.2 Shrnutí výpočtů

Ze zadání byly vytvořeny rovnice rovnováhy (2.1) a (2.3). Posléze byly z rovnic (2.1) a (2.3) vyjádřeny reakce R_a a R_b .

Pro vyjádření maximálního ohybového momentu (2.5) byla použita rovnice (2.4) a byl spočítán největší ohybový moment. Největší ohybový moment byl následně porovnán s maximálním dovoleným napětím (2.6) a bylo zjištěno, že výsledek $M_{o \max}$ vyhovuje pevnostní podmínce.

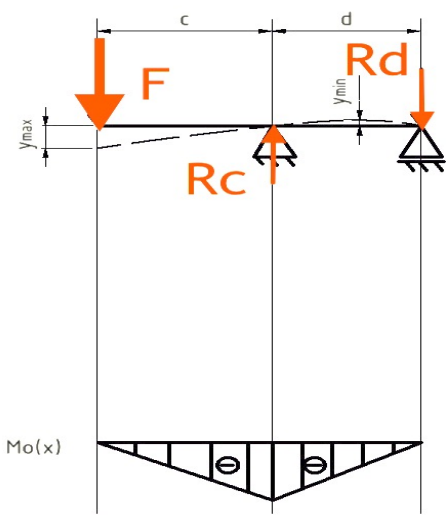
Jako poslední byl počítán největší průhyb nosníků (2.7). Ten bude ležet v místě maximálního ohybového momentu $M_{o \max}$.

2.6.3 Krátký pojezdový nosník

Tento nosník byl zvolen jednokolejový s mechanicky rozebíratelnými dorazovými částmi, zejména pro jednoduchost a snadnou demontáž, kvůli údržbě zdvihacího zařízení.

Výpočet

$$\begin{array}{ll} c = 1\,483\text{ mm} & W_x = 109\,000\text{ mm}^3 \\ d = 1\,430\text{ mm} & J_x = 8\,690\,000\text{ mm}^4 \\ F = 4\,100\text{ N} & \sigma_D = 100\text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \end{array}$$



$$\begin{aligned} -F + R_c - R_d &= 0 & (2.8) \\ R_d &= R_c - F & (2.9) \\ -F \cdot (d + c) + R_c \cdot d &= 0 & (2.10) \\ R_c &= \frac{F \cdot (c + d)}{d} & (2.11) \\ M_{o\max} &= F \cdot c = 4\,100 \cdot 1\,483 = \\ &= 6\,080\,300\text{ N} \cdot \text{mm} & (2.12) \\ M_{o\max} &\leq \sigma_D \cdot W_x = 100 \cdot 109\,000\text{ N} \cdot \text{mm} \\ 6\,080\,300 &\leq 10\,900\,000\text{ N} \cdot \text{mm} & (2.13) \end{aligned}$$

Obr 2.14 Působení sil na krátký nosník [Autor]

$$y_{\max} = \frac{F \cdot c^2}{3 \cdot E \cdot J_x} \cdot (c + d) = \frac{4\,100 \cdot 1\,483^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8\,690\,000} \cdot (1\,483 + 1\,430) = 4,798\text{ mm} \quad (2.14)$$

$$y_{\min} = \frac{\sqrt{3}}{27} \cdot \frac{F \cdot c \cdot d^2}{E \cdot J_x} = \frac{\sqrt{3}}{27} \cdot \frac{4\,100 \cdot 1\,483 \cdot 1\,430^2}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 8\,690\,000} = 0,437\text{ mm} \quad (2.15)$$

2.6.4 Shrnutí výpočtů

Reakční rovnice (2.8) byla upravena tak, aby bylo možné určit reakci R_d .

Po vyjádření reakce R_d byla vytvořena momentová rovnice k bodu D a následně byla vyjádřena reakce R_c .

Jako další byl určen maximální ohybový moment. Ten byl popsán rovnicí (2.12). Dosazením číselné hodnoty do rovnice pevnostní podmínky bylo zjištěno, že vypočítaná hodnota je menší než je maximální dovolená mez, tudíž pevnostní podmínka je splněna (2.13).

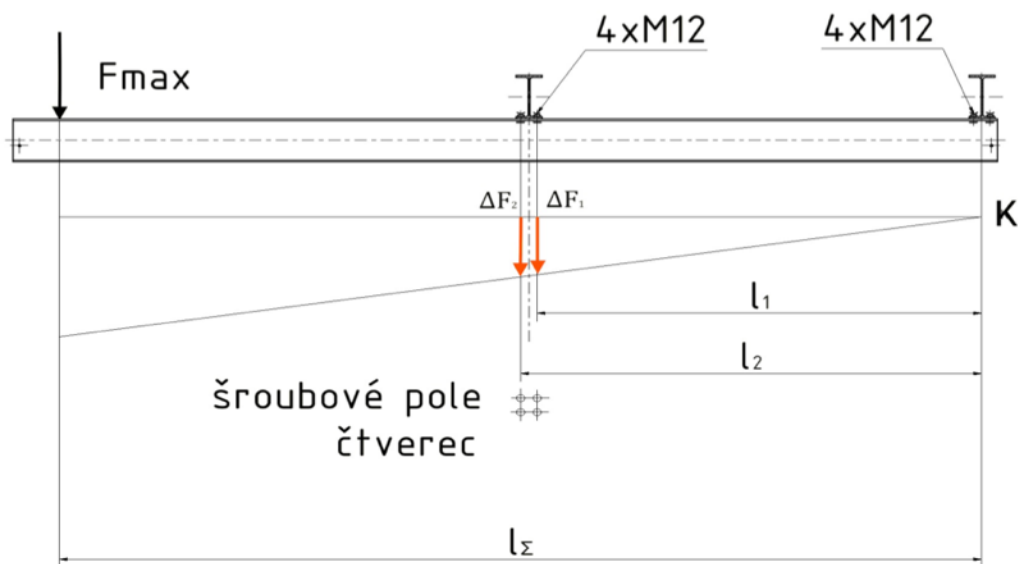
Byl zde vypočítán maximální průhyb nosníku y_{\max} z rovnice (2.14), který bude působit v záporném směru osy y . Největší průhyb byl stanoven pod zatěžující silou F , která působí na konci pojezdového nosníku.

Bude zde působit i kladný ohyb směrem do osy y . Tento průhyb bude působit mezi reakcemi R_c a R_d a nazýváme jej y_{\min} (2.15).

2.7 Dimenzování šroubového spojení

2.7.1 Návrh pravoúhlého čtvercového pole

Pro správné určení působících sil v jednotlivých šroubech byl předpokládán návrh rozložení šroubového pole tak, aby bylo jasně patrné, že přitěžující síly $\Delta F_1 \neq \Delta F_2$.



Obr 2.15 Šroubové pole [Autor]

2.7.2 Výpočet přitěžující síly ΔF_2 pro šrouby ve 2. řadě

$$F_{max} \cdot l_{\Sigma} = 2 \cdot (\Delta F_1 \cdot l_1 + \Delta F_2 \cdot l_2) \quad (2.16)$$

$$\Delta F_1 = \frac{\Delta F_2 \cdot l_1}{l_2} \quad (2.17)$$

$$F_{max} \cdot l_{\Sigma} = 2 \cdot \frac{\Delta F_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot l_1 + 2 \cdot \Delta F_2 \cdot l_2 \quad /: 2$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma}}{2} = \frac{\Delta F_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot l_1 + \Delta F_2 \cdot l_2 \quad (2.18)$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma}}{2} = \frac{\Delta F_2 \cdot l_1}{l_2} \cdot l_1 + \Delta F_2 \cdot l_2 \quad / \cdot l_2$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_2}{2} = \Delta F_2 \cdot l_1^2 + \Delta F_2 \cdot l_2^2 \quad (2.19)$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_2}{2} = \Delta F_2 \cdot (l_1^2 + l_2^2) \quad /: (l_1^2 + l_2^2)$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_2}{2 \cdot (l_1^2 + l_2^2)} = \Delta F_2 \quad (2.20)$$

$$\Delta F_2 = \frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_2}{2 \cdot (l_1^2 + l_2^2)} = \frac{4\,100 \cdot 2\,913 \cdot 1\,483}{2 \cdot (1\,430^2 + 1\,483^2)} = 2\,086,61 \text{ N} \quad (2.21)$$

2.7.3 Výpočet přítěžující síly ΔF_1 pro šrouby v 1. řadě

$$F_{max} \cdot l_{\Sigma} = 2 \cdot (\Delta F_1 \cdot l_1 + \Delta F_2 \cdot l_2) \quad (2.22)$$

$$\Delta F_2 = \frac{\Delta F_1 \cdot l_2}{l_1} \quad (2.23)$$

$$F_{max} \cdot l_{\Sigma} = 2 \cdot \Delta F_1 \cdot l_1 + 2 \cdot \frac{\Delta F_1 \cdot l_2}{l_1} \cdot l_2 \quad /:2$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma}}{2} = \Delta F_1 \cdot l_1 + \frac{\Delta F_1 \cdot l_2}{l_1} \cdot l_2 \quad (2.24)$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma}}{2} = \Delta F_1 \cdot l_1 + \frac{\Delta F_1 \cdot l_2}{l_1} \cdot l_2 \quad / \cdot l_1$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_1}{2} = \Delta F_1 \cdot l_1^2 + \Delta F_1 \cdot l_2^2 \quad (2.25)$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_1}{2} = \Delta F_1 \cdot (l_1^2 + l_2^2) \quad /: (l_1^2 + l_2^2)$$

$$\frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_1}{2 \cdot (l_1^2 + l_2^2)} = \Delta F_1 \quad (2.26)$$

$$\Delta F_1 = \frac{F_{max} \cdot l_{\Sigma} \cdot l_1}{2 \cdot (l_1^2 + l_2^2)} = \frac{4\,100 \cdot 2\,913 \cdot 1\,430}{2 \cdot (1\,430^2 + 1\,483^2)} = 2\,012,04 \text{ N} \quad (2.27)$$

2.7.4 Shrnutí

Po matematické kontrole bylo dokázáno, že $\Delta F_1 \neq \Delta F_2$ a zároveň $\Delta F_2 > \Delta F_1$

2.8 Návrh velikosti šroubů

Pro zajištění správné funkce nosníků bylo zapotřebí zvolit takové šroubové spojení, které bez problému odolá provoznímu zatížení. Proto se zde vyskytla otázka, které šroubové spojení je pro tento případ nejvhodnější a jaké šrouby a matice zde použít?

Jako první zdroj byl použit postup od firmy Bossard, podle kterého byla určena přibližná šroubová spojení:

M8-12.9
M10-10.9
M12-8.8

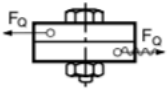
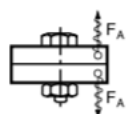
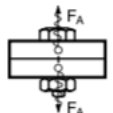
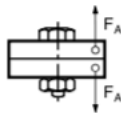
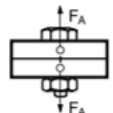
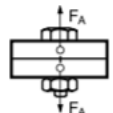
podle směrnice VDI 2230¹⁾

Následující postup umožňuje hrubý odhad potřebných rozměrů šroubů šroubového spojení při teplotě kolem 20°C podle údajů VDI 2230. Výsledek je v každém případě třeba překontrolovat výpočtem.

Postup:

A Ve sloupci 1 vyberte nejbližší vyšší sílu k provozní síle $F_{A,Q}$ působící na šroubový spoj

B Potřebnou minimální sílu předpětí $F_{M,min}$ dostaneme, jestliže budeme vycházet od této zvolené síly:

<p>plus 4 kroky (posun dolů o 4 řádky v tabulce) pro statickou nebo dynamickou příčnou (střížnou) sílu</p> 	<p>nebo plus 2 kroky pro dynamickou a excentricky působící axiální sílu</p> 
<p>nebo plus 1 krok pro buď dynamicky a centricky nebo staticky a excentricky působící axiální sílu</p>   	<p>nebo plus 0 kroků pro statickou, centricky působící axiální sílu</p> 

C Potřebnou maximální sílu předpětí $F_{M,max}$ dostaneme, jestliže od této síly $F_{M,min}$ postupíme dolů v tabulce o:

<p>2 kroky pro dotahování šroubu elektrickým / pneumatickým utahovacím nástrojem, nastaveným na určitý utahovací moment</p>	<p>nebo 1 krok pro dotahování momentovým klíčem nebo přesným utahovacím nástrojem, nastaveným a kontrolovaným dynamickým měřením utahovacího momentu nebo měřením prodloužení šroubu</p>	<p>nebo 0 kroků pro dotahování metodou kontroly úhlu natočení matice nebo pomocí kontroly meze pružnosti.</p>
---	--	---

D Po přibližném určení předpětí (síly) je ve sloupci 2 až 4 potřebný rozměr šroubu v mm pro zvolenou třídu pevnosti.

¹⁾ VDI = Verein Deutscher Ingenieure (Asociace německých inženýrů)

Příklad:

Spojení je namáháno dynamicky a excentricky axiální silou $F_A = 8500$ N. Šroub třídy pevnosti 12.9 má být utažen pomocí ručního momentového klíče.

A nejbližší vyšší síla vůči F_A ve sloupci 1 je 10 000 N

B 2 kroky pro «excentrickou a dynamickou axiální sílu»

⇒ $F_{M,min} = 25000$ N

C 1 krok pro «utahování momentovým klíčem»

⇒ $F_{M,max} = 40000$ N

D Pro $F_{M,max} = 40000$ N najdeme závit **M10** ve sloupci 2 (třída pevnosti 12.9)

Síla v [N]	1	2	3	4
	Jmenovitý průměr [mm]			
	Třída pevnosti			
	12.9	10.9	8.8	
250	–	–	–	–
400	–	–	–	–
630	–	–	–	–
1000	M3	M3	M3	M3
1600	M3	M3	M3	M3
2500	M3	M3	M4	M4
4000	M4	M4	M5	M5
6300	M4	M5	M6	M6
10000	M5	M6	M8	M8
16000	M6	M8	M10	M10
25000	M8	M10	M12	M12
40000	M10	M12	M14	M14
63000	M12	M14	M16	M16
100000	M16	M18	M20	M20
160000	M20	M22	M24	M24
250000	M24	M27	M30	M30
400000	M30	M33	M36	M36
630000	M36	M39	–	–

Obr 2.16 Postup pro předběžný návrh šroubového spojení dle firmy Bossard [31]

2.9 Pevnostní kontrola šroubového spoje

Pro ověření správnosti návrhu bylo zapotřebí podložit návrh také správnými pevnostními výpočty.

Dle obrázku 2.16 byla zvolena jako výchozí velikost šroubu M12-8.8. Tyto šrouby jsou v dnešní době dostupné v různých povrchových úpravách (bez P. Ú., žárově zinkováno, černěno...).

S ohledem na minimalizaci vzniku vodíkové křehkosti byla dána přednost šroubům černěným.

Pro zajištění vyšší meze kluzu byly zvoleny šrouby třídy pevnosti 10.9.

Tab. 2.2 Rozměry metrických závitů [46]

Jmenovitý průměr závitu d [mm]	Rozteč P [mm]	Průměry závitů [mm]			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
8	1,25	8,000	7,188	6,647	6,466
10	1,5	10,000	9,026	8,376	8,160
12	1,75	12,000	10,863	10,106	9,853

Tab. 2.3 Hodnoty meze pevnosti a meze kluzu [47]

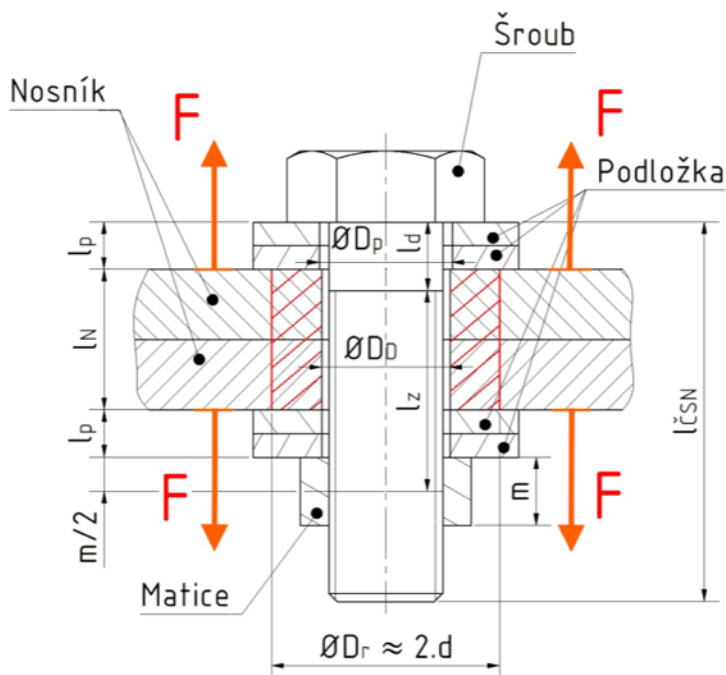
Jakostní skupina označení	R_m [$N \cdot mm^{-2}$]	$R_{p0,2}$ [$N \cdot mm^{-2}$]	Výchozí materiál
5.8	500	400	11 343, 11 373
8.8	800	640	12 040, 12 050, 13 240
10.9	1 000	900	13 240, 15 230
12.9	1 200	1 080	13 240, 16 521

Tab. 2.4 Součinitel tření v závitech [48]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel smykového tření na závitu f_z [-]	
		Nemazaném	Mazaném olejem
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18
	kadmiovaný	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17
zinkovaný	Zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17

2.10 Výpočet tuhostí

Tab. 2.5 Vzdálenosti ve šroubovém spojení [Autor]



Obr 2.17 Silové působení na šroub [Autor]

Parametry	Hodnoty [mm]
l_p	5
l_N	14,8
l_d	5,3
l_z	25,5
m	12
$\varnothing D_p$	13
$\varnothing D_D$	13,5
$\varnothing D_r$	24

Tab. 2.6 Působení sil [Autor]

Část spoje:	? Q_0 (Montáž)	? Provozní síla F
Šroub	+	+
Podložka 1 (2x)	-	-
Nosník	-	+
Podložka 2 (2x)	-	-
Matice	-	-

Z této tabulky je patrné, které části spoje budou přitěžované a které části spoje budou odlehčované.

$$\text{Rovnice pro přitěžované části: } \frac{1}{c_1} = \frac{1}{c_s} + \frac{1}{c_{P_1}} + \frac{1}{c_{P_2}} + \frac{1}{c_M} \quad (2.28)$$

$$\text{Rovnice pro odlehčované části: } C_2 = C_N \quad (2.29)$$

Obecný vzorec pro výpočet tuhostí

$$C = \frac{F}{\Delta l} = \frac{E \cdot S}{l} \quad (2.30)$$

Výpočet tuhosti šroubu

$$C_{SZ} = \frac{E \cdot S_Z}{l_Z} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}}{l_Z} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}}{25,5} = 763\,253 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.31)$$

$$C_{sd} = \frac{E \cdot S_d}{l_d} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{l_d} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 10,863^2}{4}}{5,3} = 3\,672\,255,3 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.32)$$

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{C_{SZ}} + \frac{1}{C_{sd}} = \frac{1}{763\,253} + \frac{1}{3\,672\,255,3} = 1,582 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.33)$$

Výpočet tuhosti podložek

$$C_p = \frac{E \cdot S_p}{l_p} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (D_r^2 - D_p^2)}{4}}{l_p} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (24^2 - 13^2)}{4}}{5} = 13\,425\,596,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.34)$$

Výpočet tuhosti nosníků

$$C_N = \frac{E \cdot S_N}{l_N} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (d_{Dr}^2 - d_D^2)}{4}}{l_N} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (24^2 - 13,5^2)}{4}}{14,8} = 4\,388\,014,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.35)$$

Výpočet tuhosti matice

$$C_M = \frac{E \cdot S_M}{l_M} = \frac{E \cdot \frac{\pi \cdot (s^2 - d_2^2)}{4}}{l_M} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot (18^2 - 10,863^2)}{4}}{6} = 5\,662\,589,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.36)$$

Přítěžované části celkem:

$$\frac{1}{C_1} = \frac{1}{C_s} + \frac{2}{C_p} + \frac{1}{C_M} = 1,582 \cdot 10^{-6} + \frac{2}{13\,425\,596,2} + \frac{1}{5\,662\,589,7} \rightarrow$$

$$C_1 = 524\,092,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.37)$$

Odlehčované části celkem:

$$C_2 = C_N = 4\,388\,014,2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (2.38)$$

2.11 Výpočet úhlu stoupání závitu γ

$$\gamma = \arctg \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} = 2,94^\circ \quad (2.39)$$

2.12 Výpočet úhlu tření v závitu φ'

$$\varphi' = \arctg f'$$

$$f = 0,14 \quad (2.40)$$

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} = \frac{f}{\cos 30^\circ} = 1,1547 \cdot f$$

$$\varphi' = 9,18^\circ \quad (2.41)$$

2.13 Zvolení třecího koeficientu f_{TH} a f_{TM}

$$f_{TH} = f_{TM} = 0,14 \quad (2.42)$$

2.14 Výpočet ρ_{TH} a ρ_{TM}

$$\rho_{TH} = \frac{d_w + d_H}{4} = \frac{16,47 + 13,5}{4} = 7,493 \text{ mm} \quad (2.43)$$

$$\rho_{TM} = \frac{D_w + d_M}{4} = \frac{16,60 + 13,5}{4} = 7,525 \text{ mm} \quad (2.44)$$

2.15 Návrh osového přepětí

Pro výpočet osového přepětí byl použit vzorec pro utahovací moment. Výpočet osového přepětí je možné spočítat pro utahování šroubu anebo pro utahování matice. Z tohoto důvodu zde byly spočteny obě varianty.

Utahovací moment byl zvolen dle tabulky 2.7 pro šroub M12-10.9. (10 K). Koeficient tření pod hlavou šroubu a pod maticí byl stanoven dle rovnice (2.42)

Tab. 2.7 Utahovací momenty [49]

Závít šroubu	M2	M3	M3.5	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16
Šestihran vnější	4	5,5	6	7	9	10	12	13	17	19	22	24
Šestihran vnitřní				3	4	5		6	8	10	12	14
Mech. vlastnosti	Utahovací hodnoty v Nm											
5 D	0,196	0,618	1,03	1,37	2,74	4,91	7,85	10,8	21,6	36,2	58,9	78,5
5 S	0,284		1,47	1,96	3,92	6,81	10,8	15,7	31,4	53	78,5	113
8 G				2,94	5,89	9,81	14,7	22,6	44,1	74,6	118	165
10 K				3,92	7,85	13,7	20,6	32,4	61,8	105	165	226
12 K						16,7	25,5	38,3	73,6	126	196	275

2.16 Výpočet osového přepětí

Utahování šroubu

$$M_{KK} = M_K + M_{TH} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + Q_0 \cdot f_{TH} \cdot \rho_{TH}$$

$$Q_0 = \frac{M_{KK}}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + f_{TH} \cdot \rho_{TH}} = \frac{105\,000}{\frac{10,863}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,94^\circ + 9,18^\circ) + 0,14 \cdot 7,493} = 47\,395,16 \text{ N} \quad (2.45)$$

Utahování matice

$$M_{KK} = M_K + M_{TM} = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + Q_0 \cdot f_{TM} \cdot \rho_{TM}$$

$$Q_0 = \frac{M_{KK}}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + f_{TM} \cdot \rho_{TM}} = \frac{105\,000}{\frac{10,863}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,94^\circ + 9,18^\circ) + 0,14 \cdot 7,525} = 47\,299,5 \text{ N} \quad (2.46)$$

Pro následující výpočty jsou použity vzorce pro případ utahování matice jelikož při realizaci byl použit tento způsob utahování.

2.17 Výpočet prodloužení

Prodloužení části l_1

$$\Delta l_1 = \frac{Q_0}{C_1} = \frac{47\,299,5}{524\,092,4} = 0,09 \text{ mm} \quad (2.47)$$

Prodloužení části l_2

$$\Delta l_2 = \frac{Q_0}{C_2} = \frac{47\,299,5}{4\,388\,014,2} = 0,01 \text{ mm} \quad (2.48)$$

2.18 Rovnice sil při pružné deformaci

Pro vypočítání výsledné síly ve šroubu, bylo za F dosazeno ΔF_2 .

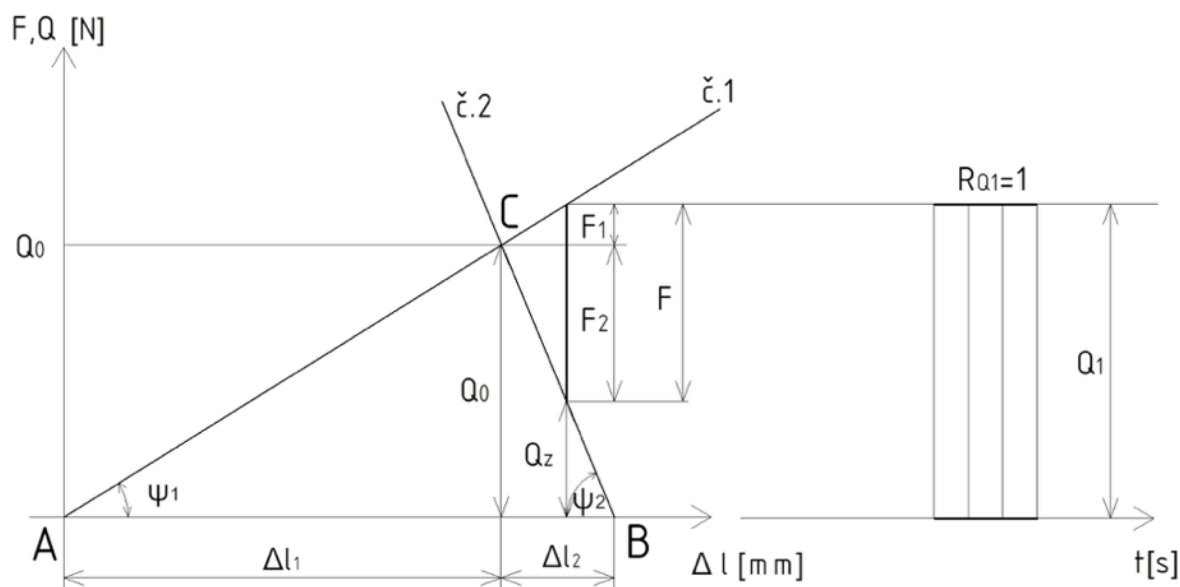
$$Q_1 = Q_0 + F_1 = Q_0 + \frac{c_1}{c_1+c_2} \cdot F = Q_0 + \frac{c_1}{c_1+c_2} \cdot \Delta F_2 =$$

$$= 47\,299,5 + \frac{524\,092,4}{524\,092,4+4\,388\,014,2} \cdot 2\,086,61 = 47\,522,13\,N \quad (2.49)$$

Pro znázornění působení sil na šroubové spojení byl použit diagram *síla - deformace*, který přesně znázorňuje veškeré působení sil.

Přímka č.1 znázorňuje přitěžované součásti a přímka č.2 znázorňuje součásti odlehčované. Tyto přímky vychází z bodů A a B, přičemž $|AB| = \Delta l_1 + \Delta l_2$

Jejich společný průsečík bod C, určuje stav předepjatého šroubového spoje po montáži (přepětí Q_0) nezatíženého vnější provozní silou. [6]



Obr 2.18 Závislost deformace šroubu a spojovaných součástí [Autor]

2.19 Výpočet tahového napětí

Zde bude proveden dvojitý výpočet. Dle obvyklého teoretického postupu a dle předpisu VDI 2230.

Dle teoretického přístupu

$$\begin{aligned}\sigma_{Q_1} &= \frac{Q_1}{S_3} \\ S_3 &= \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \\ \sigma_{Q_1} &= \frac{Q_1}{S_3} = \frac{Q_1 \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{47\,522,13 \cdot 4}{\pi \cdot 9,853^2} = 623,26 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\end{aligned}\quad (2.50)$$

Dle předpisu VDI 2230

$$\begin{aligned}\sigma_{Q_1} &= \frac{Q_1}{S_3} \\ A_s &= \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \\ d_s &= \frac{d_2 + d_3}{2} \\ \sigma_{Q_1} &= \frac{Q_1}{A_s} = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot (d_2 + d_3)^2}{4}} = \frac{47\,522,13}{\frac{\pi \cdot (10,863 + 9,853)^2}{4}} = 563,4 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\end{aligned}\quad (2.51)$$

2.20 Výpočet smykového napětí τ_k

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{47\,299,5 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \text{tg}(2,94^\circ + 9,18^\circ)}{\frac{\pi \cdot 9,853^3}{16}} = 293,7 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\quad (2.52)$$

2.21 Výpočet redukovaného napětí

Pro výpočet redukovaného napětí byl použit předpis VDI 2230. Tento předpis stojí na straně bezpečnosti, tudíž tyto výsledky mají největší váhu.

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_{Q_1}^2 + 3 \cdot (0,5 \cdot \tau_K)^2} = \sqrt{563,4^2 + 3 \cdot (0,5 \cdot 293,7)^2} = 618,15 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}\quad (2.53)$$

2.22 Výpočet bezpečnosti k_s

$$\begin{aligned}k_s &= \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{RED}} \geq k_{Smin} = 1,2 \\ k_s &= \frac{900}{618,15} = 1,456\end{aligned}\quad (2.54)$$

2.23 Výpočet smluvního měrného tlaku v závitech p_z

$$p_z = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq p_{dz}$$

$$p_z = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_2 \cdot (0,541 \cdot P) \cdot \left(\frac{m}{P}\right)} \leq p_{dz}$$

$$p_z = \frac{47\,522,13}{\pi \cdot 10,863 \cdot (0,541 \cdot 1,75) \cdot \frac{12}{1,75}} \leq p_{dz}$$

$$p_z = 214,5 \text{ MPa} \quad (2.55)$$

2.24 Výpočet měrného tlaku pod hlavou šroubu p_H

$$p_H = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot (d_W^2 - d_H^2)}{4}} \leq p_{dH}$$

$$p_H = \frac{47\,522,13}{\frac{\pi \cdot (16,47^2 - 13,5^2)}{4}} \leq p_{dH}$$

$$p_H = 679,8 \text{ MPa} \quad (2.56)$$

2.25 Výpočet měrného tlaku pod maticí p_M

$$p_M = \frac{Q_1}{\frac{\pi \cdot (D_W^2 - d_M^2)}{4}} \leq p_{dM}$$

$$p_M = \frac{47\,522,13}{\frac{\pi \cdot (16,6^2 - 13,5^2)}{4}} \leq p_{dM}$$

$$p_M = 648,5 \text{ MPa} \quad (2.57)$$

Tab. 2.8 Dovolené smluvní měrné tlaky v závitech [50]

Materiál vnitřního závitu	Třídy pevnosti materiálů šroubů								
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
	p _D (MPa)								
Ocel	40	50	75	70	90	110	150	200	250
Litina	25	30	45	40	55	70	90	125	150
Hliníkové slitiny	18	20	30	27	35	45	60	80	90

2.26 Celkové zhodnocení návrhu šroubového spoje

Při prvotním návrhu dle obrázku 2.16, byly pro výpočet vybrány šrouby M12-8.8. Pro zajištění vyšší meze kluzu byly zvoleny šrouby vyšší pevnostní třídy (M12-10.9). Pro výpočet byl použit postup dle předpisu VDI 2230. Pevnostní výpočty šroubového spojení splňují podmínku bezpečnosti $k_S > k_{Smin}$.

2.27 Kladkostroj

Součástí zadání bakalářské práce bylo použití staršího spolehlivého kladkostroje. Tento kladkostroj vyrobila firma BRANO v roce 1988. Jedná se o ručně poháněný řetězový kladkostroj s čelními ozubenými koly. Uvnitř kladkostroje se nachází planetová převodovka s předlohou, která zajišťuje kladkostroji dostatečně velký převod mezi vodící a hnací kladkou. Vodící kladka má profil s lůžky pro řetěz (viz Obr. 1.29, profil c)). Kladka hnací (ořech) je poté vybavena pěti lůžky pro řetěz. Hák kladkostroje je vybaven kladnicí s ořechem se čtyřmi lůžky pro řetěz.

Tab. 2.9 Základní informace o kladkostroji [Autor]

Typ kladkostroje	Kladkostroj s čelními ozubenými koly
Nosnost	3,2 t
Zdvih	6 m
Hmotnost	25 kg
Rok výroby	1988



Obr 2.19 Původní kladkostroj [Autor]

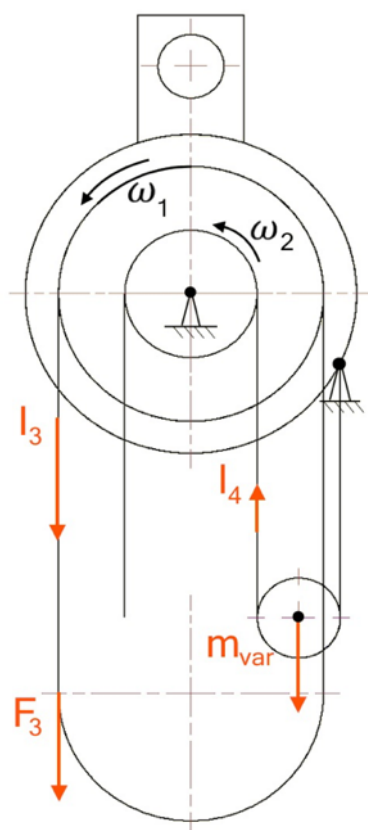


Obr 2.20 Zavěšený kladkostroj [Autor]

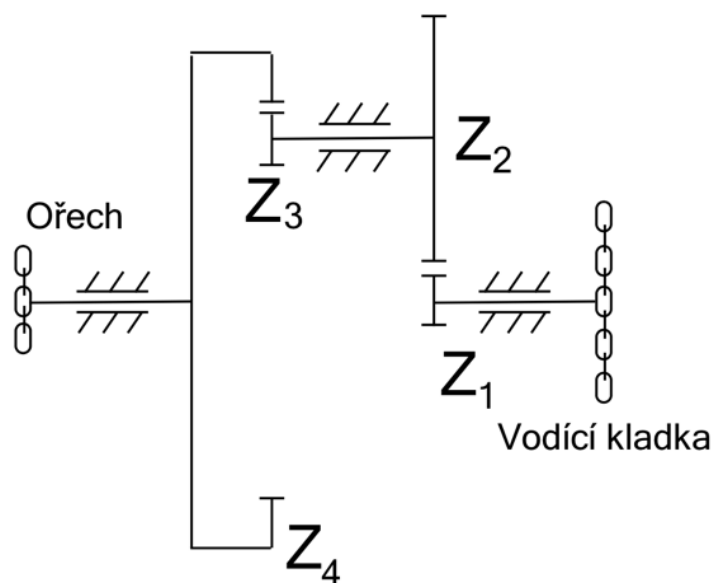


Obr 2.21 Mechanismus kladkostroje [Autor]

2.27.1 Výpočet převodu kladkostroje



Obr 2.22 Rozložení sil v kladkostroji [Autor]



Obr 2.23 Schéma planetové převodovky [Autor]

Naměřené hodnoty

$$l_3 = 11\,500 \text{ mm}$$

$$l_4 = 70 \text{ mm}$$

$$m_{var} = 220 \text{ kg}$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Výpočet zvedacího koeficientu

$$i = \frac{l_3}{l_4} = \frac{11\,500}{70} = 164,3$$

$$\frac{1}{i} \doteq 0,0061 \tag{2.58}$$

Výpočet potřebné síly ke zvednutí břemene

$$F_3 = \frac{1}{2} \cdot G_{var} \cdot \frac{1}{i} = \frac{G_{var}}{2} \cdot 0,0061 \doteq \frac{m_{var} \cdot g}{2} \cdot 0,0061 = \frac{220 \cdot 9,81}{2} \cdot 0,0061 = 6,6 \text{ N} \tag{2.59}$$

Závěr

Pomocí experimentálního měření byly zjištěny hodnoty l_3 a l_4 . Naměřené hodnoty byly použity k výpočtu převodového poměru. Převodový poměr byl následně použit pro stanovení potřebné síly ke zdvihu břemene. Ke zdvihu břemene je zapotřebí na vodící kladku působit silou 6,6 N. V příkladu nebyl započítán vliv pasivních odporů.

3 Technologická část

Technologický postup je nedílnou součástí veškerých konstrukčních návrhů. Jedná se především o návržení nejvýhodnějších výrobních technologií pro daný návrh.

Technologická část této bakalářské práce je koncipována jako výrobní postup navržené zdvihací konstrukce spolu s výrobním postupem nosného čepu pro samotné zdvihací zařízení.

Součástí výrobních postupů je představení použitých technologií a jejich rozdělení. Jedná se o technologii *Dělení materiálu*, díky které bylo možné nařezat tyčový polotovar na požadované délky. *Vrtání*, které umožnilo vytvoření děr pro šrouby v daných nosnících. *Spektrometrie*, která byla použita k přibližnému určení neznámého materiálu k následnému obrábění a *Soustružení*, díky kterému byl obroben nosný čep na požadované rozměry.

Nechybí zde ani výpočty řezných podmínek, které byly spočteny pro nejtěžší hrubovací operaci. Hlavním úkolem výpočtů řezných podmínek byla kontrola, zda navržené řezné podmínky odpovídají výkonnostním možnostem navržených strojů.

V neposlední řadě byl vyhotoven přehled veškerých použitých nástrojů a vybavení, včetně jejich technických parametrů.



Obr 3.1 Zdvihací konstrukce [Autor]



Obr 3.2 Ruční kladkostroj [Autor]



Obr 3.3 Nosný čep [Autor]

3.1 Technologické řešení zdvihací konstrukce

3.1.1 Dělení materiálu

Hutní materiály jsou obvykle dostupné v podobě tvářených polotovarů. Do firem jsou polotovary následně dováženy dle normalizovaných rozměrů. Tyto rozměry jsou často pro firmu nevyhovující a tudíž je firma musí dále rozdělit na menší polotovary. Za tímto účelem firmy používají různá dělicí zařízení. Co se týče dělení tyčí, zde se jedná zejména o *řezání*, *stříhání* *sekání* a *upichování*. Pokud se jedná o plechy, zde se používají zcela jiné technologie. Často se zde setkáváme s technologií *vyřezávání*, a to konkrétně *plamenem*, *vodním paprskem*, *plasmou* či *laserem*. [9]

Řezání materiálu

Řezání je v dnešní době nejčastější způsob dělení materiálu. Lze jej také rozdělit podle nástroje, kterým bylo řezání provedeno, a to na: *Rámová pila*, *Kotoučová pila* a *Pásová pila*.

Rámová pila se charakterizuje nechybným obrobkem a pilovým listem, který vykonává přímočarý vratný pohyb (řezání dříví ruční pilou).

Kotoučová pila je charakteristická svým pilovým kotoučem, který je připevněn na otáčejícím se vřetení. Kotouč tak vytváří pohyb otáčivý a obrobek koná přímočarý posuvný pohyb.

Pásová pila je tvořena nekonečným pilovým pásem, který je napnut mezi hnacím a hnaným kotoučem. Hnací kotouč je připojen k motoru, a tím je uveden celý mechanismus do pohybu. [9]

Pro dělení materiálu této bakalářské práce byl vybrán způsob řezání pásovou pilou.

Dělení bylo provedeno ve firmě *Ferona a.s.* pomocí pásové pily. Původní profil IPE160 (12 m) byl nařezán na čtyři části:

2x 3 660 mm
1x 3 110 mm
+ zbytkový materiál



Obr 3.4 *Rámová pila* [32]



Obr 3.5 *Kotoučová pila* [33]



Obr 3.6 *Pásová pila* [34]

3.1.2 Vrtání

Vrtáním se rozumí tvoření děr do plného materiálu pomocí nástroje (vrtáku). Hlavní řezný pohyb vykonává nástroj rotující kolem své osy. Vedlejší pohyb posuvový vykonává rovněž nástroj. Toto však nemusí platit na soustruhu či frézce.

Při vrtání je nezbytné zvolit správné řezné podmínky. V případě, že se zvolí špatné řezné podmínky, může dojít k rychlému opotřebení nástroje, znehodnocení obrobku, nebo k poškození stroje. V dnešní době existuje velké množství vrtáků, na příklad *šroubovité*, *kopinaté*, nebo *dělové*.

Pro zlepšení kvality obrobku a zvýšení trvanlivosti nástroje se používají procesní kapaliny. Tyto kapaliny mají funkci buď mazací, chladicí, nebo ve formě emulzí mají obě vlastnosti. [10] [11]

Pro výpočet řezných podmínek byl použit vzorec:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (3.1)$$

kde:

D = maximální průměr vrtáku [mm]

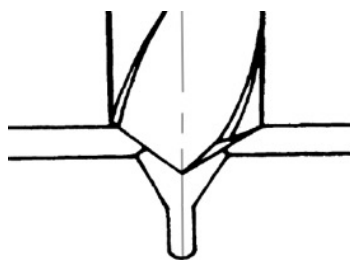
n = otáčky stroje [min^{-1}]

Při volbě řezných podmínek pro vrtání děr do nosníků, byla použita tabulka (Tab. 3.1)

Tab. 3.1 Řezné podmínky pro vrtání [11]


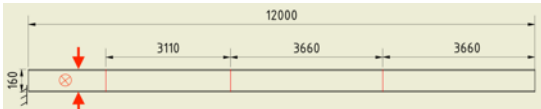
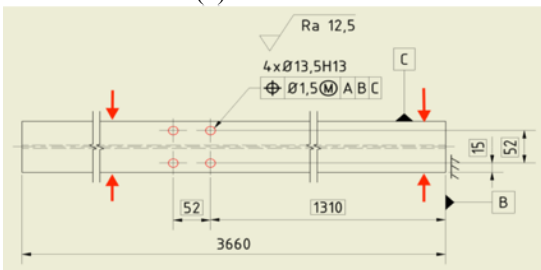
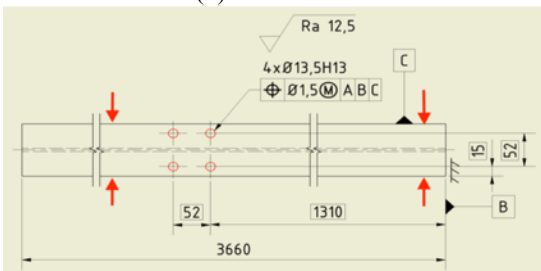
Obráběný materiál	Třída Obrobitelnosti	Materiál nástroje	Šroubovitě vrtáky		Dělové vrtáky		Vrtací hlavy		Vrtáky s VBD ¹⁾	
			v (m/min)	f _o (mm/ot)	v (m/min)	f _o (mm/ot)	v (m/min)	f _o (mm/ot)	v (m/min)	f _o (mm/ot)
Ocel 500 800MPa	13-14b	RO	25 - 30	0,1-0,5	20 - 30	0,05-0,5				
		SK	50 - 70	0,05-0,2	80-100	0,07-0,5	80-140	0,07-0,3	200-300	0,04-0,1
Ocel 800 1000MPa	11 – 12b	RO	10 - 20	0,1-0,3	15 - 25	0,05-0,3				
		SK	40 - 60	0,05-0,1	60 - 100	0,07-0,5	60-120	0,05-0,2	170-250	0,06-0,2
Šedá lit. 200HB	11a	RO	10 - 25	0,1– 0,8						
		SK	40-100	0,1-0,5			80-180	0,1-0,4	210-280	0,1-0,2

V první fázi vrtání byl použit navrtávák. Tento nástroj se upne do upínače vrtačky a malou řeznou rychlostí a malým posuvem se vyvrtá důlek do materiálu. Tato operace slouží k udržení vrtáku ve správné pozici, kterým se následně vrtá celá díra. [10]


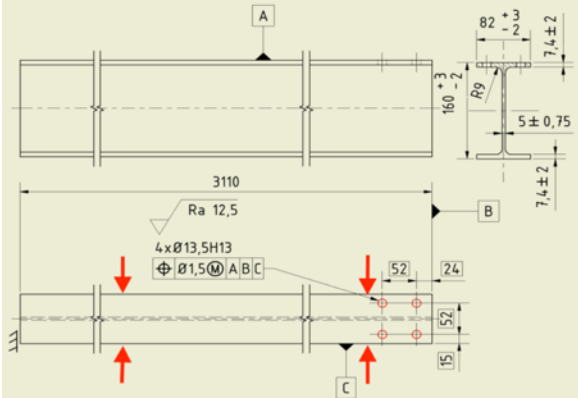
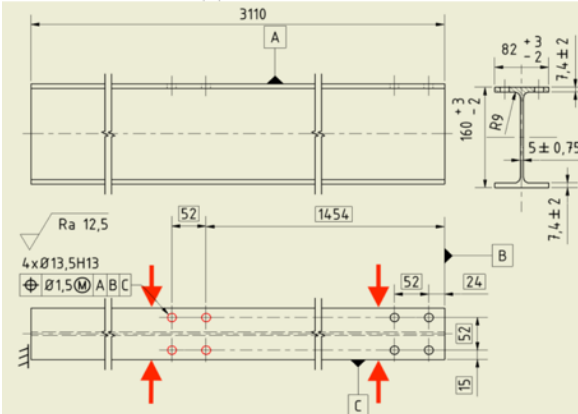


Obr 3.7 Vrtání navrtané díry [10]

3.1.3 Výrobní postup dlouhých příčných nosníků

 ČVUT v Praze FAKULTA STROJNÍ Ú12134		<h1>VÝROBNÍ POSTUP</h1>			Počet listů: 3 List číslo: 1			
Součást: Profil IPE160 Číslo výkresu:		Materiál druh: DIN 1025-5; S235JR rozměr: 160 mm ; délka: 12 m		Jméno: Karel Šteker				
Č. op.	Pracoviště (stroj)	Úsek	Náčrt - popis práce	Nářadí	Řezné podmínky			
					v_c	f_o	a_p	i
10	Řezání na pásové pile		Dělení materiálu 					
		a b	Upnout z boku profilu Řezat profil na délku 2 x 3660 mm a 1 x 3110 mm	Svěrák PP1				
20	Vrtání		Nosník 3660 mm (1) 					
		a b c d e f g h i	Upnout z boku profilu Označení; 1310 mm od B, 15 mm od C Označení; 1362 mm od B, 15 mm od C Označení; 1310 mm od B, 67 mm od C Označení; 1362 mm od B, 67 mm od C Navrtání díry v místě označení; 4x Vrtat díru $\varnothing 8$ v místě navrtání ; 4x Vyvrtat díru $\varnothing 13,5$ v místě předvrtání; 4x Zarovnat hranu díry $\varnothing 13,5$; 8x	Svěrák Důlčík Důlčík Důlčík Důlčík Středící vrták VR1 VR2 Odjehlovač	25	0,1	2	1
					30	0,1	4	1
					30	0,1	2,75	1
30	Vrtání		Nosník 3660 mm (2) 					
		a b c d e f g h i	Upnout z boku profilu Označení; 1310 mm od B, 15 mm od C Označení; 1362 mm od B, 15 mm od C Označení; 1310 mm od B, 67 mm od C Označení; 1362 mm od B, 67 mm od C Navrtání díry v místě označení; 4x Vrtat díru $\varnothing 8$ v místě navrtání ; 4x Vyvrtat díru $\varnothing 13,5$ v místě předvrtání; 4x Zarovnat hranu díry $\varnothing 13,5$; 8x	Svěrák Důlčík Důlčík Důlčík Důlčík Středící vrták VR1 VR2 Odjehlovač	25	0,1	2	1
					30	0,1	4	1
					30	0,1	2,75	1

3.1.4 Výrobní postup krátkého pojezdového nosníku

Č. op.	Pracoviště (stroj)	Úsek	Náčrt - popis práce	Nářadí	Řezné podmínky			
					v_c	f_o	a_p	i
		VÝROBNÍ POSTUP		Počet listů: 3 List číslo: 2				
Součást: Profil IPE160 Číslo výkresu:		Materiál druh: : DIN 1025-5; S235JR rozměr: 160 mm ; délka: 12 m		Jméno: Karel Šteker				
40	Vrtání		Nosník 3110 mm (3) 					
			a Upnout z boku profilu b Označení; 24 mm od B, 15 mm od C c Označení; 76 mm od B, 15 mm od C d Označení; 24 mm od B, 67 mm od C e Označení; 76 mm od B, 67 mm od C f Navrtání díry v místě označení; 4x g Vrtat díru Ø8 v místě navrtání ; 4x h Vyvrtat díru Ø13,5 v místě předvrtání; 4x i Zarovnat hranu díry Ø13,5; 8x	Svěrák Důlčík Důlčík Důlčík Důlčík Navrtávák VR1 VR2 Odjehlovač	25	0,1	2	1
					30	0,1	4	1
					30	0,1	2,75	1
50	Vrtání		Nosník 3110 mm (3) 					
			a Upnout z boku profilu b Označení; 1454 mm od B, 15 mm od C c Označení; 1506 mm od B, 15 mm od C d Označení; 1454 mm od B, 67 mm od C e Označení; 1506 mm od B, 67 mm od C f Navrtání díry v místě označení; 4x g Vrtat díru Ø8 v místě navrtání ; 4x h Vyvrtat díru Ø13,5 v místě předvrtání; 4x i Zarovnat hranu díry Ø13,5; 8x	Svěrák Důlčík Důlčík Důlčík Důlčík Navrtávák VR1 VR2 Odjehlovač	25	0,1	2	1
					30	0,1	4	1
					30	0,1	2,75	1



ČVUT v Praze
FAKULTA
STROJNÍ
Ú12134

VÝROBNÍ POSTUP

Počet listů: 3

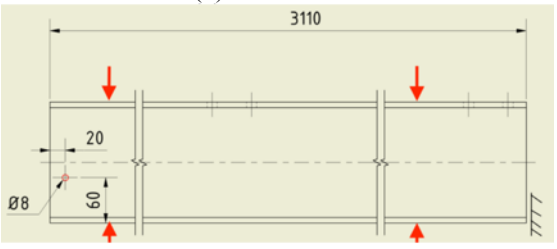
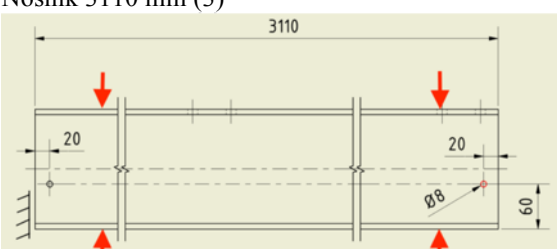
List číslo: 3

Součást: Profil IPE160

Materiál druh: : DIN 1025-5; S235JR
rozměr: 160 mm ; délka: 12 m

Jméno: Karel Šteker

Číslo výkresu:

Č. op.	Pracoviště (stroj)	Úsek	Náčrt - popis práce	Nářadí	Řezné podmínky			
					v_c	f_o	a_p	i
60	Vrtání		<p>Nosník 3110 mm (3)</p>  <p>a Upnout za výšku profilu b Označení; 20 mm od okraje, 60 mm od příruby c Vrtat díru Ø8 v místě označení d Zarovnat hranu díry Ø8</p>	Svěrák Důlčík VR1 Odjehlovač	30	0,1	4	1
70	Vrtání		<p>Nosník 3110 mm (3)</p>  <p>a Upnout za výšku profilu b Označení; 20 mm od okraje, 60 mm od příruby c Vrtat díru Ø8 v místě označení d Zarovnat hranu díry Ø8</p>	Svěrák Důlčík VR1 Odjehlovač	30	0,1	4	1

3.1.5 Seznam strojů

Pásová pila KASTO win A 10.6



Obr 3.8 Pásová pila KASTO win A 10.6 [35]

Tab. 3.2 Technické parametry pásové pily [35]

TECHNISCHE DATEN KASTO win F (mit Tisch)		10.6
Schnittbereich	mm	1.000
Schnittbereich [H x B]	mm	1.060 x 1.000
Kürzeste Abschnittlänge	mm	10
Kleinster zu sägende Abmessung	mm	50 x 50
Kürz. Reststücklänge im Automatikbetrieb	mm	100
Schnittgeschwindigkeit, stufenlos	m/min	12–150
Sägemotor, frequenzgeregelt	kW	7,5
Gesamt-Anschlusswert Standardmaschine	kW	12,0
Sägebandabmessung	mm	10.422 x 80 x 1,6
Optionale Sägebandabmessung	mm	10.422 x 67 x 1,6
Materialauflagehöhe	mm	780
Länge x Breite x Höhe	mm	7.240 x 4.750 x 3.590
Gewicht	kg	13.500
Größe des Tisches (Länge x Breite)	mm	2.600 x 1.060
Verfahrweg	mm	3.700
Tragkraft	t	18

Sloupová vrtačka VS 20



Obr 3.9 Sloupová vrtačka VS 20 [Autor]

Tab. 3.3 Technické parametry sloupové vrtačky [51]

Max. průměr vrtání	20 mm
Kužel vřetena	3
Otáčky vřetena - počet stupňů	9
Otáčky vřetena - rozsah	71-2800 ot/min
Posuvy vřetena - počet stupňů	4
Posuvy vřetena - rozsah	0,08-0,32 mm/ot
Celkový příkon stroje	1,6 kW
Rozměry stroje d x š x v	565x1035 mm
Hmotnost stroje	510 kg

3.1.6 Seznam nástrojů

Pilový pás Maxtech 620

Zkratka – PP1



Tab. 3.4 Technické parametry pilového pásu [34]

[mm]	Počet zubů na palec					
	0,75/1,25	1/1,5	1,4/2	2/3	3	3/4
27 x 0,9				V	H	V
34 x 1,1				H		V
41 x 1,3			V	V		V
54 x 1,3			V	V		
54 x 1,6	V	V	V	V		
67 x 1,6	V	V	V	V		

Obr 3.10 Pilový pás Maxtech 620 [36]

Důlčík



Obr 3.11 Důlčík [Autor]

Středící vrták



Obr 3.12 Středící vrták [Autor]

Tab. 3.5 Technické parametry středícího vrtáku [52]

Typ: A

Úhel: 60°

Materiál: HSS

Norma: ČSN 22 1110, DIN 335

Vrták M8

Zkratka – VR1



Obr 3.13 Vrták M8 [Autor]

Tab. 3.6 Technické parametry vrtáku M8 [53]

Pasivovaný vrták s válcovou stopkou

Hloubka vrtání 5xD

Úhel břitu 118°

Materiál: HSS

Norma: ČSN 22 1121

Vrták M13,5

Zkratka – VR2



Obr 3.14 Vrták M13,5 [Autor]

Tab. 3.7 Technické parametry vrtáku M13,5 [54]

Vrták s kuželovou stopkou

Kužel: Morse

Materiál: HSS

Norma: ČSN 22 1140

Odjehlovač



Obr 3.15 Odjehlovač [37]

3.1.7 Výpočet řezných podmínek

Určení plochy třísky

$$A_D = a_p \cdot f_o$$

$$A_D = 4 \cdot 0,1 = 0,4 \text{ mm}^2 \quad (3.2)$$

Výpočet měrné řezné síly

$$k_c = c_k \cdot R_m$$

$$k_c = 5 \cdot 400 = 2\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.3)$$

Výpočet řezné síly

$$F_c = A_D \cdot k_c$$

$$F_c = 0,4 \cdot 2\,000 = 800 \text{ N} \quad (3.4)$$

Výpočet otáček

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1\,000}$$

$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{\pi \cdot D} = \frac{30 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 8} = 1\,194 \text{ min}^{-1} \quad (3.5)$$

Výpočet výkonu

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4}$$

$$P_c = \frac{800 \cdot 30}{6 \cdot 10^4} = 0,4 \text{ kW} \quad (3.6)$$

3.1.8 Shrnutí technologického řešení nosníků

Pro šrouby M12 byla předepsána střední řada děr ($\emptyset 13,5$). Tímto byla zajištěna smontovatelnost celé konstrukce.

Na řezání byla použita pásová pila od prodejce hutního materiálu. Tato varianta byla z hlediska ekonomiky a logistiky nejpřívětivější.

Realizace děr byla provedena na starší, spolehlivé, konvenční sloupové vrtačce. Tato varianta byla opět vybrána jako nejeekonomičtější.

Pro zarovnání otřepů, které vznikly při vrtání, byl použit odjehlovač. Ten zároveň hrany děr a předejde tím možnosti úrazu.

Výpočty řezných podmínek odpovídají výkonnostním předpokladům stroje.

3.1.9 Montáž zdvihací konstrukce

Technologie montáže zdvihací konstrukce byla provedena pomocí osmi pevnostních šroubů M12-10.9, přičemž šrouby byly rozděleny do dvou šroubových polí po čtyřech šroubech.

Nejprve bylo zapotřebí usadit dlouhé příčné nosníky do předem připravených otvorů ve zdech budovy. Po usazení nosníků bylo zapotřebí zarovnat nosníky do stejné roviny. Tato operace byla provedena pomocí distančních podložek a zkontrolována vodováhou.

Následovalo připojení krátkého pojezdového nosníku. Tento nosník byl přimontován ze spodní strany dlouhých příčných nosníků. Za pomoci lidské síly byl pojezdový nosník přidržován a následně spojen pevnostními šrouby (viz Obr 3.16 a 3.17). Utahování šroubů bylo provedeno pomocí klasického a momentového klíče. Momentový klíč byl použit pro zajištění přesné hodnoty utahovacího momentu daného pro předepjatý šroubový spoj.



Obr 3.16 Šroubové pole 1 [Autor]



Obr 3.17 Šroubové pole 2 [Autor]

Po instalaci zdvihací konstrukce byly namontovány mechanické dojezdy. Tyto dojezdy tvoří závitové tyče M8 s maticemi. Jsou zde z důvodu zabránění vyjetí kočky z pojezdového nosníku. Tyto tyče jsou odolné vůči nárazům kočky a zároveň jsou lehce rozebíratelné pro případ nutného sundání kočky z pojezdového nosníku.



Obr 3.18 Doraz pojezdového nosníku [Autor]

3.2 Technologické řešení nosného čepu

3.2.1 Spektrometrie

Spektrometrie je vědní obor, který se zabývá rozpoznáváním chemického složení různých materiálů. Přístroje, které tento vědní obor využívá se nazývají spektrometry. Spektrometry lze rozdělit na *Ruční spektrometry* a *Jiskrové spektrometry*.

Ruční spektrometr

Ruční analyzátor využívá pro rozpoznání prvků RTG záření. Ruční spektrometr je nedílnou součástí každého šrotiště či sběrného dvora. Tyto moderní přístroje využívají technologii X-ACT COUNT. Tato technologie zdokonaluje celý cyklus měření. S její pomocí lze detekovat i lehké prvky jako je mangan, hliník, křemík a další. [7], [8]

Jiskrový spektrometr

Tento druh spektrometrů využívá k měření obloukové, nebo jiskrové buzení. Tato metoda je velmi využívána v průmyslu a při zpracovávání kovových materiálů. Jiskrové optické emisní spektrometry jsou nej přesnější spektrometry. U řady prvků s nimi lze dosáhnout citlivosti na úrovni ppm či sub-ppm. [7], [8]



Obr 3.19 Ruční analyzátor [Autor]



Obr 3.20 Jiskrový spektrometr [38]

Měření nosného čepu

Pro zjištění chemického složení čepu pro kočku byl použit ruční analyzátor DELTA PROFESSIONAL.



Obr 3.21 Měření ručním analyzátozem [Autor]



Obr 3.22 Měřená součást – Nosný čep [Autor]

Naměřené hodnoty

Tab. 3.8 Naměřené chemické složení v čepu [Autor]

Prvek	Zastoupení [%]	Odchylka [%]
Si	0,68	0,02
P	0,033	0,004
S	0,099	0,003
Cr	0,048	0,006
Mn	1,25	0,02
Fe	97,48	0,04
Ni	0,14	0,01
Cu	0,20	0,02
Zr	0,067	0,007

Výsledek

Dle naměřených hodnot byl materiál určen jako S355JO (ČSN 11 523)

Tab. 3.9 Chemické složení oceli S355JO [55]

Přehled vlastností oceli S355JO								1.0553	
Druh oceli	Nelegovaná jakostní konstrukční ocel								
TDP	ČSN EN 10025-2: 2005								
Dřívější označení	S355JO podle EN 10025: 1990 + A1: 1993; St 52-3 U podle DIN 17100; 11 523 podle ČSN								
Chemické složení v % hmot. (rozbor tavby)	C max. pro tloušťku v mm			Mn	Si	P	S	N	
	≤16	>16≤40	>40 ¹⁾	max.	max.	max.	max.	max.	
Složení hotového výrobku	0,20 ⁵⁾	0,20 ⁴⁾	0,22	1,60	0,55	0,030	0,030	0,012	
	0,23 ⁵⁾	0,23 ⁴⁾	0,24	1,70	0,60	0,050	0,050	0,011	
Mechanické vlastnosti pro zkoušky v podélném směru	Minimální mez kluzu R_{eH} MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≤16	>16≤40	>40≤63	>63≤80	>80≤100	>100≤150	>150≤200	>200≤250	
	355	345	335	325	315	295	285	275	
	Pevnost v tahu R_m MPa pro výrobky jmenovité tloušťky v mm :								
	≥ 3 ≤ 100			> 100 ≤ 150			> 150 ≤ 250		
	470-630			450-600			450-600		
	Minimální tažnost v % ($L_0 = 5.65\sqrt{S_0}$) pro výrobky jmenovité tloušťky v mm ⁸⁾ :								
	≥ 3 ≤ 40		> 40 ≤ 63		> 63 ≤ 100		> 100 ≤ 150		> 150 ≤ 250
	22		21		20		18		17
	Minimální nárazová práce KV (J) při 0°C pro výrobky jmenovité tloušťky v mm : ^{2), 8)}								
≤ 150				> 150 ≤ 250					
27 ⁶⁾				27 ⁶⁾					
Maximální hodnota CEV ³⁾	Pro výrobky jmenovité tloušťky v mm:								
	≥ 30			> 30 ≤ 150			> 150 ≤ 250		
	0,45			0,47			0,49 ⁷⁾		

Tato metoda slouží pouze k odhadu materiálu. Některé naměřené výsledky tedy nemusí odpovídat tabulce 3.8.

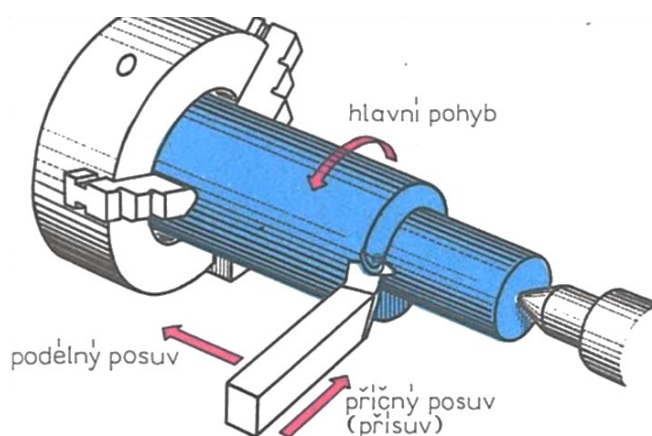
3.2.2 Soustružení

Soustružení je nejčastější operace odběru materiálu. Je k němu zapotřebí *obrobek* (součást, díl...) a *nástroj* (nůž, vrták...). Obrobek je díl, který rotuje kolem své osy a je upnutý na stroji. Můžeme jej upnout například pomocí universálního sklíčidla, upnutím mezi hroty, nebo upnutím do kleštin. Nástroj je potom součást, která ubírá materiál z obrobku. Může se jednat o soustružnické nože, vrtáky, výhrubníky, výstružníky, závitníky a mnohé další. Nástroje mohou být upnuty celou řadou způsobů, například pomocí nožové hlavy, koníku, nebo při obrábění dřeva lze nástroj držet i ručně. [12], [13]

Soustružnické nože

Soustružnické nože lze rozdělit dle mnoha faktorů. Dle druhu obráběné plochy rozlišujeme nože *vnitřní* a *vnější*. Rozlišujeme také nože podle směru obrábění na *pravé*, *levé* a *souměrné*. Lze je také rozdělit dle velikosti obráběné třísky: *Hrubovací* a *dokončovací*, nebo dle operace, na kterou byl nůž určen: K *podélnému soustružení*, *čelnímu soustružení*, *k zapichování*, *závitování*...

V neposlední řadě pak rozlišujeme nože dle složení břitu. Podle tohoto rozdělení rozlišujeme *nože z rychlořezné oceli (RO, nebo HSS)*, *nože s vyměnitelnými břitovými destičkami (VBD)*, nebo *nože ze super tvrdých materiálů (Kubický nitrid bóru, diamantový hrot)*. [13]



Obr 3.23 Podélné soustružení [39]

Pro výpočet řezné rychlosti byl použit vzorec:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} \quad (3.7)$$


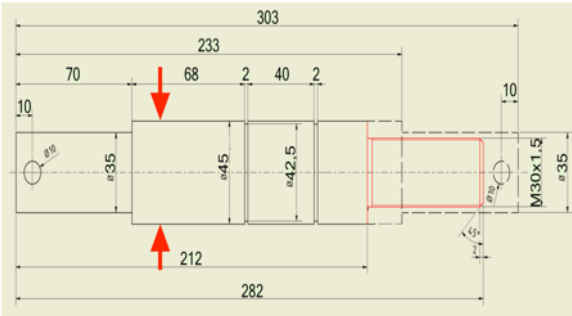
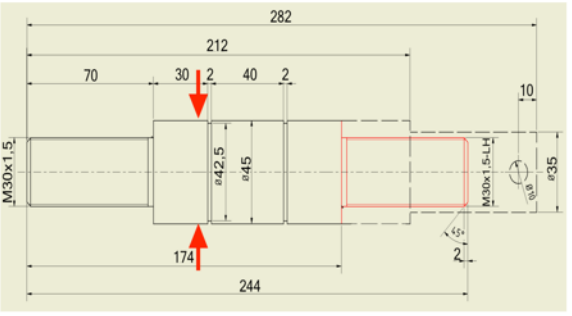
kde:

D = maximální průměr čepu [mm]

n = otáčky stroje [min^{-1}]

Upnutí čepu bylo provedeno pomocí tříčelistového sklíčidla a podpěrné lunety, která byla umístěna uprostřed čepu.

3.2.3 Výrobní postup nosného čepu

		ČVUT v Praze FAKULTA STROJNÍ Ú12134		<h1>VÝROBNÍ POSTUP</h1>				Počet listů: 1 List číslo: 1	
Součást: Nosný čep Číslo výkresu:			Materiál: DIN 17100; S355JO rozměr: Tyč kruhová 45-303		Jméno: Karel Šteker				
Č. op.	Pracoviště (stroj)	Úsek	Náčrt - popis práce	Nářadí	Řezné podmínky				
					v_c	f_{ot}	a_p	i	
10	Soustružení		Úprava čepu 						
		a	Upnout za Ø45	Sklíčidlo					
		b	Zkrátit Ø35 na rozměr 283mm	SN1	40	0,1	1,5	24	
		c	Hrubovat Ø45 na Ø35 do 213mm	SN2	40	0,3	2,5	2	
		d	Hrubovat Ø35 na Ø31 do 213mm	SN2	40	0,3	2	1	
		e	Soustružit čelo na čisto na 282mm	SN3	60	0,1	1	1	
		f	Soustružit 213mm na čisto na 212mm na Ø31	SN3	60	0,1	1	1	
		g	Soustružit Ø31 na čisto na Ø30 do 212mm	SN3	60	0,1	0,5	1	
		h	Srazit hranu 2x45°	SN2	40	0,2	2	1	
		i	Závit M30x1,5	SN4	5,3	1,5	0,1	8	
20	Soustružení		Úprava čepu 						
		a	Upnout za Ø45	Sklíčidlo					
		b	Zkrátit Ø35 na rozměr 245mm	SN1	40	0,1	1,5	24	
		c	Hrubovat Ø45 na Ø35 do 175mm	SN2	40	0,3	2,5	2	
		d	Hrubovat Ø35 na Ø31 do 175mm	SN2	40	0,3	2	1	
		e	Soustružit čelo na čisto na 244mm	SN3	60	0,1	1	1	
		f	Soustružit 175mm na čisto na 174mm na Ø31	SN3	60	0,1	1	1	
		g	Soustružit Ø31 na čisto na Ø30 do 174mm	SN3	60	0,1	0,5	1	
		h	Srazit hranu 2x45°	SN2	40	0,2	2	1	
		i	Závit M30x1,5-LH	SN4	5,3	1,5	0,1	8	

3.2.4 Seznam strojů

Soustruh – TOS Trenčín SV 18



Obr 3.24 Konvenční soustruh TOS SV 18 [Autor]

Tab. 3.10 Technické parametry soustruhu TOS SV 18 [56]

Oběžný průměr nad ložem	mm	380
Oběžný průměr nad suportem	mm	215
Vzdálenost hrotů	mm	1250
Kužel hrotů		Morse 4
Průměr upínací desky	mm	320
Maximální hmotnost obrobku	kg	300
Příkon	kW	6
Půdorysná plocha stroje	mm	3050x950
Hmotnost stroje	kg	1780

3.2.5 Seznam nástrojů

Nůž zapichovací – pravý HSS

Zkratka – SN1

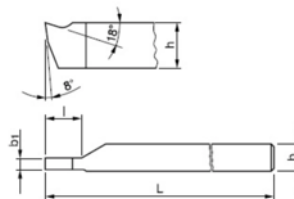


Obr 3.25 Zapichovací nůž [40]

Tab. 3.11 Technické parametry zapichovacího nože [40]

h mm	b mm	l mm	b ₁ mm	L mm	Code 223550	Code 223551
16	10	14	4	110	16×10×110	16×10×110
20	12	16	5	125	20×12×125	20×12×125
25	16	20	6	140	25×16×140	25×16×140
32	20	25	8	170	32×20×170	32×20×170
40	25	32	10	200	40×25×200	40×25×200
50	32	40	12	240	50×32×240	50×32×240

Poznámka / Note: 223550 – pravé provedení / right-hand execution
223551 – levé provedení / left-hand execution



Nůž ubírací ohnutý – pravý HSS

Zkratka – SN2

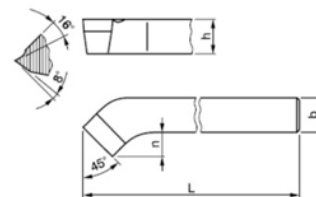


Obr 3.26 Ubírací nůž [41]

Tab. 3.12 Technické parametry ubíracího nože [41]

h mm	b mm	n mm	L mm	Code 223520	Code 223521
10	10	6	90	10-10-90	10-10-90
12	12	8	100	12-12-100	12-12-100
16	16	10	110	16-16-110	16-16-110
20	20	14	125	20-20-125	20-20-125
25	25	18	140	25-25-140	25-25-140
32	32	22	170	32-32-170	32-32-170
40	40	28	200	40-40-200	40-40-200
50	32	22	240	50-32-240	50-32-240

Poznámka / Note: 223520 – pravé provedení / right-hand execution
223521 – levé provedení / left-hand execution



Nůž ubírací stranový – pravý, HSS

Zkratka – SN3

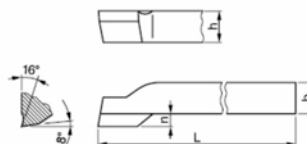


Obr 3.27 Stranový nůž [42]

Tab. 3.13 Technické parametry stranového nože [42]

h mm	b mm	n mm	L mm	Code 223524	Code 223525
10	10	4	90	10-10-90	10-10-90
12	12	5	100	12-12-100	12-12-100
16	16	6	110	16-16-110	16-16-110
20	20	8	125	20-20-125	20-20-125
25	25	10	140	25-25-140	25-25-140
32	32	12	170	32-32-170	32-32-170
40	40	14	200	40-40-200	40-40-200

Poznámka / Note: 223524 – pravé provedení / right-hand execution
223525 – levé provedení / left-hand execution



Nůž závitový – pravý, HSS

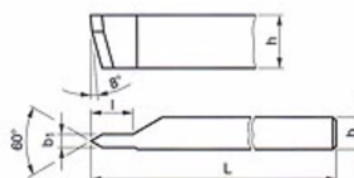
Zkratka – SN4



Obr 3.28 Závitový nůž [43]

Tab. 3.14 Technické parametry závitového nože [43]

h mm	b mm	l mm	b ₁ mm	L mm	Code 223312	Code 223313
16	10	14	4	110	16-10-110	16-10-110
20	12	16	5	125	20-12-125	20-12-125
25	16	20	6	140	25-16-140	25-16-140
32	20	25	8	170	32-20-170	32-20-170



3.2.6 Výpočet řezných podmínek

Výpočet je zhotoven pro nejnáročnější hrubovací operaci. Je zkoumáno, zda-li navržené řezné podmínky splňují limitní hodnoty stroje.

Určení plochy třísky

$$A_D = a_p \cdot f_{ot}$$

$$A_D = 2,5 \cdot 0,3 = 0,75 \text{ mm}^2 \quad (3.8)$$

Výpočet měrné řezné síly

$$k_c = c_k \cdot R_m$$

$$k_c = 4 \cdot 500 = 2\,000 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (3.9)$$

Výpočet řezné síly

$$F_c = A_D \cdot k_c$$

$$F_c = 0,75 \cdot 2\,000 = 1\,500 \text{ N} \quad (3.10)$$

Výpočet otáček

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1\,000}$$

$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{\pi \cdot D} = \frac{40 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 45} = 283 \text{ min}^{-1} \quad (3.11)$$

Výpočet výkonu

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4}$$

$$P_c = \frac{1\,500 \cdot 40}{6 \cdot 10^4} = 1 \text{ kW} \quad (3.12)$$

3.2.7 Shrnutí technologického řešení nosného čepu

Pro zjištění chemického složení materiálu byl použit ruční spektrometr. Na základě naměřených hodnot chemického složení, byl měřený materiál nejpodobnější oceli S355JO.

Pro soustružení byl použit starší, spolehlivý soustruh TOS Trenčín SV 18. Vzhledem k jednorázové kusové výrobě a pro snížení nákladů, byly zvoleny nože z rychlořezné oceli.

Dle výpočtů lze usuzovat, že stroj je schopný obrábět díl dle navržených řezných podmínek.

3.2.8 Montáž nosného čepu

Při montáži nosného čepu bylo zapotřebí v první řadě nasazení pojistného kroužku pro hřídele do jedné z připravených drážek na čepu. Ta byla nasazena pomocí speciálních kleští pro montáž pojistných kroužků.

Po úspěšné montáži prvního pojistného kroužku bylo zapotřebí nosný čep připevnit ke kladkostroj. Čep se prostrčil skrze díru v kladkostroj a následně se zajistil nasazením druhého pojistného kroužku do druhé drážky na čepu. Tím se zajistilo stabilní spojení nosného čepu s kladkostrojem.

Následovalo připojení pojezdového mechanismu. Ten byl tvořen dvěma deskami, přičemž na každé byl pár pojezdových kol. Tyto desky byly také vybaveny závitovými otvory. První deska měla závit pravý. Druhá deska měla závit levý. Montáž těchto desek probíhala tak, že se otáčelo nosným čepem kolem jeho osy a desky se pomocí závitů k němu přichytily. Použitím pravého a levého závitu bylo docíleno toho, že postupným otáčením čepu se desky přibližovaly, až se jedna z nich dostala na druhý konec závitu kde se zastavila. Tímto způsobem bylo zamezeno povolení závitu jedním směrem. Následně za jednu desku byla přišroubována matice, která bude zamezovat rozšroubování pojezdu i opačným směrem.



Obr 3.29 Pojistný kroužek [Autor]



Obr 3.30 Kleště na pojistné kroužky [Autor]



Obr 3.31 Pojezdový mechanismus [44]



Obr 3.32 Řetězový kladkostroj [Autor]

4 Ekonomické zhodnocení

Na začátku této práce byl stanoven předběžný rozpočet celého návrhu konstrukce, a to v celkové výši 10 000,- Kč.

Tento předběžný rozpočet v sobě zahrnoval peníze na nákup materiálů a peníze na zaplacení veškerých služeb.

4.1 Výsledné zhodnocení

Materiálové náklady

Tab. 4.1 Materiálové náklady [Autor]

Položka	Počet kusů	Cena [Kč/ks]
Profil IPE160	1x	4 096,-
Pojezd	1x	1997,-
Závitová tyč M8x150	2x	7,5,-
Pojistný kroužek 45 ČSN 02 2930	2x	6,-
6HR ŠROUB DIN 933 M12x40-10.9, Černěno	8x	5,24,-
Matice DIN 934 M12-10, Černěno	8x	1,7,-
Matice DIN 934 M8	4x	0,7,-
Podložka DIN 125 M12, ZN	32x	0,69,-
Podložka M8	4x	0,5,-
Materiálové náklady celkem	XXX	6 202,4 Kč

Služby

Tab. 4.2 Náklady na služby [Autor]

Položka	Cena [Kč]
Práce na strojích	1 000,-
Doprava	800,-
Posudek statika	600,-
Práce na stavbě	300,-
Řezání profilu IPE160	225,-
Služby celkem	2 925 Kč
Celkové náklady	9 127,4 Kč

4.2 Shrnutí

Náklady na realizaci navržené konstrukce byly ve výši 9 127,4,- Kč. Realizovaná varianta splnila počáteční nákladovou podmínku. Ve finanční rezervě zbylo 872,6,- Kč.

5 Závěr

V bakalářské práci byla vypracována rešerše používaných zdvihacích zařízení. Zdvihací zařízení se dělí do tří kategorií: *Zdvihadla, jeřáby a výtahy*. Rešerše byla zaměřena na kategorii *zdvihadel*, neboť podkategorií zdvihadel jsou kladkostroje. Stěžejní součástí celé bakalářské práce je návrh zdvihacího zařízení.

S ohledem na provedenou rešerši a konstrukční uspořádání budovy byl proveden návrh realizace zdvihacího zařízení, tj. návrh a zabudování zdvihací konstrukce do pivovarnické budovy, a upravení staršího spolehlivého kladkostroje tak, aby mohl být využíván při manipulaci s pivovarnickou technologií. Konstrukční návrh byl zpracován formou 3D modelů a 2D výkresů včetně provedení potřebných návrhových a kontrolních výpočtů. Nosná konstrukce zdvihadla byla spojena s použitím dvou čtvercových šroubových polí se šrouby M12 pevnostní třídy 10.9. Šroubová pole byla vždy tvořena čtveřicí šroubů a matic se čtyřmi podložkami (vždy dvě podložky pod hlavou šroubu a pod maticí).

V první části technologického řešení byl vypracován výrobní postup pro výrobu nosné zdvihací konstrukce, včetně seznamu použitých strojů a nástrojů. Stroje a nástroje pro obrábění byly navrženy pro jednorázovou kusovou výrobu, tudíž byly zvoleny starší konvenční stroje a dostupné nástroje z rychlořezné oceli (případně i slinutých karbidů). Pro stroje i nástroje byly zvoleny optimální řezné podmínky. Byla zde také vyřešena technologie zástavby zdvihací konstrukce do pivovarnické budovy. Ve druhé části řešení technologie byl vypracován výrobní postup pro úpravu nosného čepu ze starého kladkostroje. Tento čep byl vymontován z tohoto kladkostroje a následně byl obroben na nově požadované rozměry. Po obrobení byl čep zamontován zpět do kladkostroje. Bylo zde taktéž vyřešeno spojení kladkostroje s pojezdovým mechanismem. Díky úpravě nosného čepu a propojení s pojezdovým mechanismem mohl být kladkostroj zavěšen a používán na nově vybudované zdvihací konstrukci.

Jelikož nebyl znám původní materiál nosného čepu staršího kladkostroje, byl tento materiál čepu zjištěn pomocí ručního spektrometru. Tímto měřením bylo nalezeno chemické složení použitého materiálu. Následně byly naměřené hodnoty porovnány s materiálovými listy vybraných druhů ocelí. Po srovnání těchto hodnot byla dle chemického složení čepu specifikována ocel S355JO (ČSN 11 523).

Na závěr práce byl vypracován ekonomický přehled celého návrhu zdvihacího zařízení. Realizace celého návrhu splnila podmínku investora a nepřesáhla limit 10 000,- Kč.

Realizace bakalářské práce byla provedena v prosinci 2018 v pivovaru Řevnice. Zdvihací zařízení je bezpečné a plně funkční.

Seznam použité literatury a dalších zdrojů

- [1] REMTA, František, Ladislav KUPKA a František DRAŽAN. Jeřáby. 2. přeprac. a dopl. vyd. Praha: SNTL, 1974.
- [2] Zdviháky. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1917>
- [3] DRAŽAN, František a Ladislav KUPKA. *Transportní zařízení: vysokoškolská učebnice pro fakulty strojního inženýrství*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1966. Řada strojírenské literatury.
- [4] Ocelové lana. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <http://www.ocelovaelana.cz/slovník-pojmu/duse-lana-detail-20>
- [5] Řetězová evoluce. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <http://www.digitovarna.cz/clanek-84/retezova-evoluce.html>
- [6] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Technický průvodce. ISBN 80-03-00046-7.
- [7] BAS Rudice s.r.o. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.bas.cz/jiskrove-spektrometry/jiskrove-spektrometry-provozni-laboratorni.php>
- [8] Jak fungují spektrometry. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <http://www.snadnestaveni.cz/jak-funguji-spektrometry-na-trideni-kovu>
- [9] Dělení materiálů. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: https://www.spszengrova.cz/texty/texty/STT/STT2-7_Deleni_materialu_RAJ.pdf
- [10] General drilling operations. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <https://smithy.com/machining-handbook/chapter-6/page/8>
- [11] Vrtání, vyhrubování, vystružování a zahlubování. [online]. [cit. 2019-04-05]. Dostupné z: <http://www.elitalycea.wz.cz/files/tep/tep22.pdf>
- [12] *Příručka obrábění: kniha pro praktiky*. Praha: Scientia, 1997. ISBN 91-972299-4-6.
- [13] Soustružení, jeho význam. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://www.soudom.cz/files/odborny_vycvik_-_kovo_1/-vy-inovace-05.02.pdf
- [14] *Šroubový zdvihák*. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vydání. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [15] Stavební šroubový zvedák BSW. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://www.agrifair.cz/component.php?cocode=catalogue&itid=158&icid=22>

- [16] Hřebenový zvedák. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/hrebenovy-zvedak-typ-sj>
- [17] Pneumatický motor zdvihák. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://sk.maxtreegroup.com/air-hoist/small-frame-air-chain-hoist/pneumatic-engine-hoist.html>
- [18] Pneumatický zdvihák mechový pre osobné autá 2T 30 cm. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.toppredaj.com/Kraft-Dele-KD368-Pneumaticky-zdvihak-mechovy-pre-osobne-auta-2T-2000kg-d1013.htm>
- [19] Násobný kladkostroj. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. Strojnictví II pro SOU. 3. vydání. Praha: SNL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [20] Šroubový kladkostroj. Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. Strojnictví II pro SOU. 3. vydání. Praha: SNL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X.
- [21] Elektrický řetězový kladkostroj. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://www.kladkostrojekito.cz/ER2-view.htm>
- [22] Řetězový kladkostroj do 3 200 kg. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.manutan.cz/cs/mcz/retezovy-kladkostroj-do-3-200-kg>
- [23] HENDRYCH, Jaromír a Miloň OLŠÁK. *Diferenciální kladkostroj*. 1989. Slovenská republika. 265098. Zapsáno 12.9.1989.
- [24] LIFTKET STAR. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://jscont.sk/liftket-star/p665892c1025>
- [25] Ruční bubnový lanový naviják JHW 1T 40M. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://tor-industries.cz/cs/rucni-a-elektricke-navijaky/51-rucni-bubnovy-lanovy-navijak-jhw-1t-40m-4630034061225.html?gclid=Cj0KCQjws5HIBRDIARIsAOomqA0xXVXaGWtQmPqI_gyoHc aGV6iXDzvNkVZZZQ2ioE3xjXY9fQqfnOYaAqLuEALw_wcB
- [26] Kladky na lano. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.polyplasty.cz/clanky-kladky-na-lano.html#&gid=1&pid=1>
- [27] Řetěz dlouhočlánkový zkoušený kalibrovaný, JAK 30, zušlechtěný, černý, ČSN 02 3222.20. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/24986/retez-dlouhoclankovy-zkouseny-kalibrovany-jak-30-zuslechteny-cerny-csn-02-3222-20-rozmer-10x35>
- [28] Gall chains DIN 8150. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://www.kettentechnik.com/2011/09/15/gall-chains-din-8150/>
- [29] Gallové kladky. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://www.exiszilina.sk/gallova-kladka.php>

- [30] H-Profile, stainless. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://www.notzmetall.ch/notz_metall_en/products/bars/h-profile.html?pageSize=50&ausfuehrung=IPE%20-%20laser%20welded
- [31] Volba spojovacích součástí. [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.bossard.com/cs/assembly-technology-expert/technicke-informace/technicke-zdroje/selection-of-fasteners/>
- [32] Warco průmyslová hydraulická rámová pila na kov, 270 kg. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.primadilna.cz/Warco-prumyslova-hydraulicka-ramova-pila-na-kov-270-kg-d4451.htm>
- [33] Kotoučová pila ExactCut 155. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <http://mserie.exactcut.cz/pila-exactcut-155/>
- [34] Pásová pila Pilous ARG 220Plus. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.dsmetal.cz/rezani>
- [35] Katalog Kasto win. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://kasto.cz/wp-content/uploads/2018/10/katalog_kasto_win.pdf
- [36] Pilový pás Maxtech 620. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.pilous.cz/metal/tvrdokov>
- [37] Ruční odjehlovač. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://www.uni-max.cz/produkty/vybaveni-dilen/rucni-naradi/odjehlovaci-rucni-nastroje/odjehlovaci-rucni?wdph=on&gclid=CjwKCAjw4LfkBRBDEiwAc2DSiHiOvhzT8k9kwnl-Czw7EO-6OsKNufX2v2M3m1AHGUSptB-f6DADdBoC2boQAvD_BwE
- [38] Jiskrový spektrometr Q4 Tasman – EOS – optický emisní spektrometr. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://www.spektrometry.cz/spektrometry/spektrometr_q4_tasman.php
- [39] NĚMEC, Dobromil. Strojírenská technologie 3. : „ 5429 04-207-82. [online]. Praha 1: SNTL, 1982 [cit. 2019-04-06].
- [40] Nůž zapichovací - pravý HSS 20x12mm. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.mt-nastroje.cz/Nuz-zapichovaci-pravy-HSS-20x12mm-223550-d18694.htm>
- [41] Nůž ubírací ohnutý - pravý HSS 20x20mm. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.mt-nastroje.cz/Nuz-ubiraci-ohnuty-pravy-HSS-20x20mm-223520-d18624.htm>
- [42] Nůž ubírací stranový - pravý HSS 20x20mm. [online]. [cit. 2019-05-30]. Dostupné z: <https://www.mt-nastroje.cz/Nuz-ubiraci-stranovy-pravy-HSS-20x20mm-223524-d18638.htm>
- [43] Nůž závitový - pravý HSS 20x12mm. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.mt-nastroje.cz/Nuz-zavitovy-pravy-HSS-20x12mm-223312-d9434.htm>

- [44] Jeřábová kočka JK1 / Nosnost 1 t. [online]. [cit. 2019-04-14]. Dostupné z: <https://www.deltalift.cz/jerabova-kocka-jk1-nosnost-1t>
- [45] Železná kniha Ferona a.s. [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/vyhledavani/307>
- [46] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky – 6.vydání. ISBN 978-80-7361-111-8, Úvaly 2017
- [47] Spoje a spojovací součásti. [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-02.pdf
- [48] Součinitelé smykového tření na závitu. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/ka01/prirucka-dynamickysroub2018.pdf>
- [49] Pneumatický utahovák, PROTECO. [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.domacitechnika.cz/datazbozi/p/proteco-sada-utahovaku-pneu-1-2-racnovy-a-pistolovy-42-01-22140-f10.pdf>
- [50] *Spojmat –PeMa*. [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://m.spojmat-pema.webnode.cz/tabulky/>
- [51] Sloupová vrtačka VS 20. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.sovex.cz/katalog/vrtacky/sloupove/vrtacka-sloupova-vs-20>
- [52] Vrták středící a vybrušovaný. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/Nastroje-pro-kovoobrabeni/Vrtani/Stredici-vrtaky-navrtavaky/Vrtak-stredici-A-vybrusovany.html>
- [53] Vrták do kovu HSS ČSN 22 1121 pasivovaný. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/Nastroje-pro-kovoobrabeni/Vrtani/Vrtaky-do-kovu-valc-stopka/Vrtaky-do-oceli-HSS/Klasicke-stredni-rada/HSS-prave/Vrtak-do-kovu-HSS-CSN-221121-pasivovany.html>
- [54] Vrták s kuželovou stopkou ČSN 22 1140. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.kovonastroje.cz/Nastroje-pro-kovoobrabeni/Vrtani/Vrtaky-do-kovu-kuzel-stopka/Vrtaky-s-kuzelovou-stopkou/Vrtak-s-kuzelovou-stopkou-CSN-22-1140.html>
- [55] Přehled vlastností oceli S355JO. [online]. [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-prehled_vlastnosti_S355JO.pdf
- [56] Hrotový soustruh SV – 18RA. [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://www.unex.cz/storage/get/184-soustruh-40-sv-18ra-7310055.pdf>