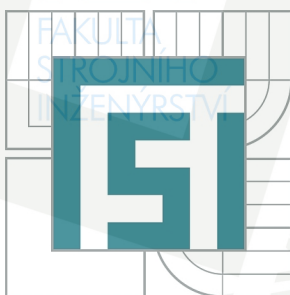


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ALTERNATIVNÍ POHON ZDVIHOVÉHO MECHANISMU NÍZKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU

ALTERNATIVE DRIVES LIFTING MECHANISM FOR PALLET TRUCK

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL KORČIÁN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Korčičán

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Alternativní pohon zdvihového mechanismu nízkozdvížného vozíku

v anglickém jazyce:

Alternative drives lifting mechanism for pallet truck

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte alternativní způsoby zdvihu nákladu elektromotoricky poháněného nízkozdvížného vozíku ke stávajícímu řešení využívajícímu hydraulický agregát poháněný zubovým čerpadlem.

Zadání řešte pro manipulační vozík s těmito parametry:

zdvih: 130 mm

maximální náklad: 2500 kg

rychlost zdvihu bez nákladu: 70 mm/s

rychlost zdvihu s nákladem: 60 mm/s

Cíle diplomové práce:

Technická zpráva obsahující:

- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího DP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynů vedoucího DP

Seznam odborné literatury:

1. DANĚK, J., PAVLIŠKA, J.: Technologie ložných a skladových operací II, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2002, 162 s., ISBN: 80-248-0218-X.
2. PAVLIŠKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5
3. GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988



Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 20.11.2009

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

***Anotace:***

Tato diplomová práce pojednává o konstrukčním řešení náhrady stávajícího hydraulického pohonu zdvihu pro nízkozdvížné vozíky za zcela elektrický. Cílem je navrhnout neoptimálnější náhradu vzhledem k zachování stávajících vlastností. Aby bylo možné používat tento vozík i v odvětvích přepravy, kde je kladen důraz na zvýšenou ochranu zdraví před případnými úniky provozních kapalin.

Annotation:

This thesis discusses the design replacement solution current hydraulic actuator stroke for low-lift truck to be completely electric. The aim is to propose the most optimal compensation due to the conservation of existing properties. To use this truck transportation in industries where the emphasis on increased health protection from potential leaks operating fluids.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Klíčová slova:

Alternativní pohon, nízkozdvižný vozík, úprava stávajícího zařízení

Keywords:

Alternative fuel, low-lift truck, modification of existing equipment



VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Bc. Korčían, M. Alternativní pohon zdvihového mechanismu nízkozdvizného vozíku.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 89s. Vedoucí
diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Prohlašuji že jsem tuto diplomovou práci vypracoval sám bez cizí pomoci. Jako podklady mi sloužily odborné konzultace, literatura a internet, jejichž seznam je uveden v příloze.

V Moravských Málkovicích dne 20. května 2010

Bc. Michal Korčían

.....

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚFAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat všem, kteří mi při psaní této diplomové práce pomáhali, a to především panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. za jeho cenné rady a poznatky, které mi celou tvorbu výrazně usnadnily. Dále bych rád poděkoval všem, kteří mě při studiu podporovali.

V Moravských Málkovicích dne 20. května 2010

Bc. Michal Korčían

.....



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚVOD	2
KONSTRUKCE NÍZKOZDVIŽNÝCH VOZÍKŮ	3
PARAMETRY NÍZKOZDVIŽNÉHO VOZÍKU	4
STÁVAJÍCÍ ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ.....	6
PŘEHLED MECHANIZMŮ MĚNÍCÍCH ROTAČNÍ POHYB NA PŘÍMOČARÝ	7
ŠROUB A MATICE	7
KULÍČKOVÉ ŠROUBY.....	8
ŠNEK A ŠNEKOVÝ HŘEBEN	9
ŠNEK A OZUBENÝ HŘEBEN	10
PASTOREK S OZUBENÝM HŘEBEN.....	10
KULISOVÝ MECHANIZMUS	11
KLIKOVÝ MECHANIZMUS.....	12
VAČKOVÝ MECHANIZMUS.....	12
MALTÉZSKÝ MECHANIZMUS	14
PLANETOVÝ VÁLEČKOVÝ ŠROUB.....	14
LINEÁRNÍ PŘEVODOVKY	15
LINEÁRNÍ AKTULÁTOR.....	15
LINEÁRNÍ MOTOR.....	16
ZÁKLADNÍ NÁKRES MECHANIZMU	17
VÝPOČET SÍLY NUTNÉ PRO PROVOZ	18
NAVRHOVANÉ ZPŮSOBY ŘEŠENÍ.....	24
1)VAČKOVÝ MECHANIZMUS	24
<i>Základní popis.....</i>	24
<i>Diagram zdvihové čáry</i>	25
<i>Návrh vačkového ústrojí.....</i>	26
<i>Provoz mechanismu.....</i>	26
<i>Stanovení potřebného výkonu.....</i>	28
<i>Schématické znázornění průběhu napětí a posunutí provedeno metodou MKP v programu SolidWorks</i>	31
<i>Schéma navrhovaného pohonu zdvihu za použití vačkového mechanismu</i>	33
2)VYUŽITÍ ZDVIHACÍ PÁKY	34
<i>Provoz mechanismu.....</i>	34
<i>Výpočty základních parametrů.....</i>	35
<i>Stanovení potřebného výkonu.....</i>	36
<i>Kontrola jednotlivých komponentů</i>	38
<i>Schématické znázornění průběhu napětí a posunutí provedeno metodou MKP v programu SolidWorks</i>	43
<i>Schéma navrhovaného pohonu zdvihu za použití zvedací páky.....</i>	45
<i>Zařízení která vyžadují předchozí návrhy:</i>	46
<i>Šneková převodovka.....</i>	46
<i>Základní parametry šnekové převodovky pro obě aplikace.....</i>	46
<i>Koncový spínač</i>	47
3) VYUŽITÍ ZDVIŽNÉ PŘEVODOVKY	48
<i>Základní parametry.....</i>	48
<i>Provedení</i>	49
<i>Provozní podmínky.....</i>	52
<i>Pokyny výrobce na údržbu</i>	52
<i>Model zdvižné převodovky v 3D softwaru.....</i>	53
<i>Kontrola rychlosti zdvihu.....</i>	54
4)VYUŽITÍ ELEKTRICKÉHO AKTULÁTORU	57
<i>Základní popis.....</i>	57
<i>Výhody Rolaram Linear actuators</i>	58
<i>Nákres činnosti Rolaram Linear Actuators.....</i>	58

Základní typy provedení elektrického akumulátoru	58 -
Výběr konkrétního modelu pro zadané parametry	59 -
Základní parametry	60 -
5) KULIČKOVÝ ŠROUB	61 -
Základní parametry	61 -
Kuličkový šroub typ R50-10k6-FSDIN	61 -
Provedení matice	61 -
Standardní uložení kuličkového šroubu	62 -
Příruba pro matici	65 -
Popis vodící tyče tvrděchromované	66 -
Jezdec lineární tandemový	67 -
Způsob uložení	68 -
ZÁVĚR	71 -
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	73 -
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	75 -
SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	79 -
SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK	81 -
SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ	81 -
SEZNAM PŘÍLOH	82 -
VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE	82 -
VÝROBNÍ VÝKRESY	82 -
MODEL Y A SIMULACE	82 -
MULTIMEDIA	82 -

Úvod

V této diplomové práci se mám zabývat náhradou stávajícího hydraulického pohonu nízkozdvížného vozíku na zcela elektrický.

V České republice jsou nejčastěji používané čelní vozíky. Objevily se poprvé v roce 1917 jako kombinace horizontální a vertikální dopravy. Jejich inovací vznikal o pár let později elektrický vysokozdvížný vozík a od roku 1930 se objevilo využití hydrauliky. Možnost využití těchto vozíků při výrobě, skladování apod. se neustále rozšiřují. Dle druhu prostředí ve kterém se vozíky uplatňují, vzniká celá řada jeho modifikací. Ty se liší například pohonem, velikostí, druhem převodovky, typem a provedením nakladače. Se zvyšující se poptávkou dochází také v posledních letech k nárůstu produkce a následného prodeje vozíků po celém světě.[13]

Nevýhodou stávající konstrukce je vysoká hluchnost při provozu a přítomnost olejové náplně pro hydraulický válec. Z důvodů přítomnosti této náplně je omezen provoz v „čistém prostředí“ jako je například manipulace s léčivy či potravinami.

Stávající řešení se ale vyznačuje spolehlivostí jednoduchostí a především nízkou cenou.



Obr. 1. Nízkozdvížný vozík

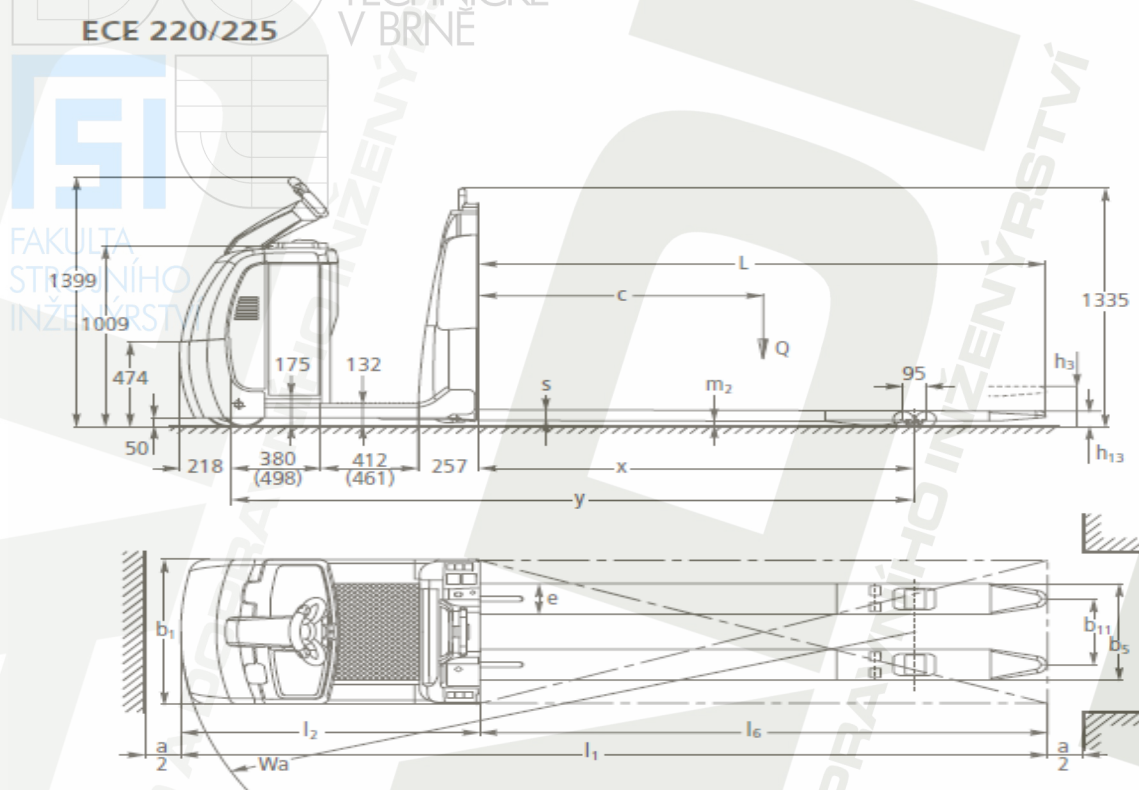
Konstrukce nízkozdvižných vozíků

Nejvýznamnější a nejdůležitější částí je u nízkozdvižných vozíků zdvihací jednotka složená ze zdvihacího rámu a nosiče vidlí. Nosič vidlí nese dvě ocelové lyžiny. Nízkozdvižný vozík je ovládán řidičem, který kráčí za vozíkem nebo se pohybuje přímo na vozíku. Pohon vozíku je převážně elektrický. Elektricky poháněné vozíky se smějí používat i v uzavřených prostorách. Elektrický pohon je výhodný pro nulové emise. Potřebuje však ke svému provozu akumulátor, jehož vysoká hmotnost se využívá jako protiváha k nákladu. Využívají se jak stejnosměrné motory, tak asynchronní s frekvenčním měničem pro plynulou změnu rychlosti pohybu. Elektrický motor může fungovat také jako motorová (elektrodynamická) brzda. Přenos síly od elektromotoru na zdvih břemene je hydraulický. Vozíky se vyznačují snadnou manévrovatelností. Zpravidla je prostor pro otočení o málo větší než délka vozíku. Řídicí náprava je vždy zadní. Existují i tříkolové vozíky. U těch je samostatné kolo řídicí a je vzadu. Nosnost vozíků je od stovek kilogramů až po několik tun.



Obr. 2. Nízkozdvižný vozík

Parametry nízkozdvižného vozíku



Obr. 3. Nákres nízkozdvižného vozíku

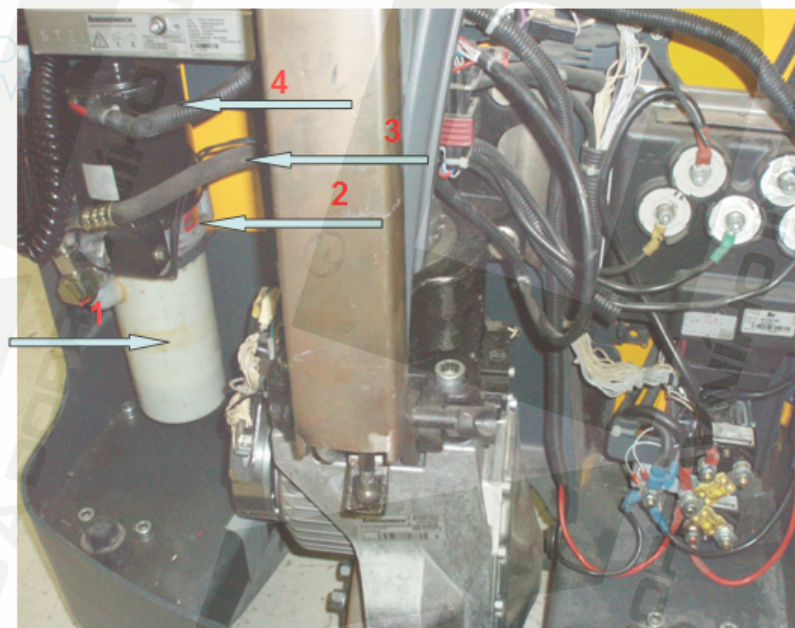
Výrobce			Jungheinrich
Označení			ECE 225
Pohon			elektro
Ovládání			vychystávací
Nosnost/břemeno	Q(t)		2,5
Těžiště břemene	c(mm)		1200
Odstup břemene	x(mm)		1600
Rozvor náprav	y(mm)		2649
Vlastní hmotnost	kg		1114
Osové zatížení s břemenem vpředu/vzadu	kg		1173/2441
Osové zatížení bez břemene vpředu/vzadu	kg		853/261

Obutí (plnopryžkové, SE = superelastické, vzduchové)			vulkolanové
Velikost kol, přední (x_šířka)			230x78
Velikost kol, zadní (x_šířka)			85x85
Rozměry přídatných kol			180x65
Kola počet vpředu/vzadu(x=hnaných)			1+1x/4
Rozchod kol, vpředu	b10(mm)		485
Rozchod kol, vzadu	b11(mm)		338/368/498
Zdvih	h3(mm)		125
Výška ovládací oje v pozici pro jízdu min./max	h14(mm)		1399
Výška ve spuštěném stavu	h13(mm)		90
Celková délka	l1(mm)		3667
Délka včetně nosné desky vidlí	l2(mm)		1267
Celková šířka	b1/b2(mm)		810/-
Rozměry vidlí	s/e/l(mm)		60/172/2400
Rozměry přes vydlle	bs(mm)		510/540/670
Světlá výška měřená uprostřed mezi nápravami	m2(mm)		30
Min. šířka prac. uličky při paletě 800x1200 podélně	Ast(mm)		3867
Poloměr otáčení	Wa(mm)		2867
Rychlost jízdy s/bez břemene	Km/h		9,5/12,5
Rychlost spouštění s/bez břemene	m/s		0,06/0,05
Rychlost zdvihu s/bez břemene	m/s		0,06/0,07
Max. stoupavost s/bez břemene s 5 min	%		6.15
Provozní brzda			Elektromagnetická
Hnací motor, výkon S ₂ 60min	kW		2,8
Zdvihový motor, výkon S ₃ 15%	kW		1,5
Baterie dle DIN 43531/35/36 A, B, C,			NE
Napětí baterie, jmenovitá kapacita K5	V/Ah		24/465
Hmotnost baterie	kg		370
Spotřeba energie dle VDI-cyklus	kWh/h		0,74
Druh přenosu kroutícího momentu na hnací nápravu			Technika střídavého proudu
Hluk v úrovni ucha řidiče dle EN 12 053	dB(A)		67

Tab. 1 Tabulka parametrů nízkozdvížného vozíku

Stávající zdvihací zařízení

Mechanismus zdvihu v nízkozdvižném vozíku Jungheinrich je řešen jako hydraulický obvod. Součástí odvodu je hydraulické zubové čerpadlo (2), které je poháněno elektromotorem (4), toto nasává hydraulickou kapalinu ze zásobníku (1) přes tlakové hadice (3), je dodává do hydraulického válce a ten vykonává práci (5).



Obr. 4. Stávající hydraulický agregát



Obr. 5. Stávající hydraulický válec

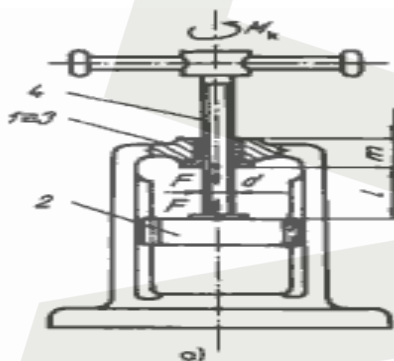
Přehled mechanismů měnících rotační pohyb na přímočarý

Šroub a matice

Toto zařízení slouží k přeměně točivého pohybu na pohyb přímočarý. Používají se jednoduché nebo vícechodé závity nejčastěji lichoběžníkového profilu. Vyznačuje se velmi jednoduchou konstrukcí. Změna směru přímočarého pohybu se provede změnou směru otáčení.

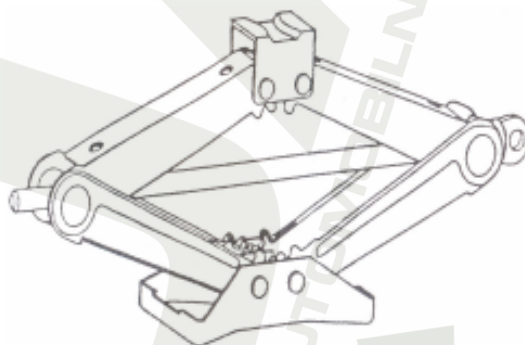
Dva způsoby provedení.

- 1) Maticí nelze otáčet ani pohybovat, šroub se otáčí v matici a zároveň koná přímočarý pohyb ve směru své osy.



Obr. 6. Nákres mechanismu

- 2) Matice je uložena posuvně, může se pohybovat ve směru osy, otáčení ji však není umožněno. Šroub je uložen v ložiscích, může se otáčet, ale není mu dovoleno posouvat se ve směru osy.



Obr. 7. Nákres mechanismu

Výhody :

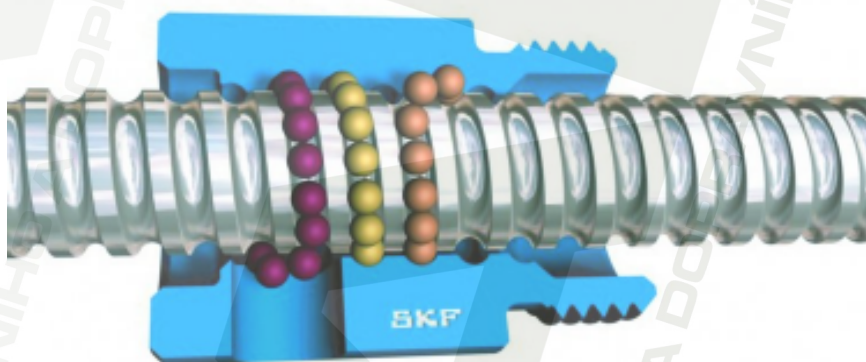
- 1) Jedná se o tuhý převod s jednoduchou konstrukcí.

Nevýhody :

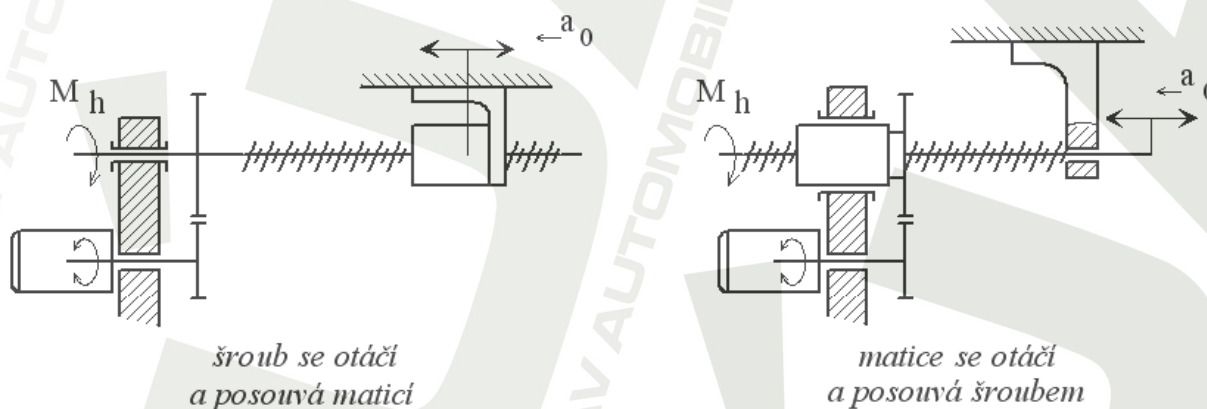
- 1) Vůle mezi jednotlivými chody.
- 2) Značné tření mezi plochami a tím vyšší ztráty.

Kuličkové šrouby

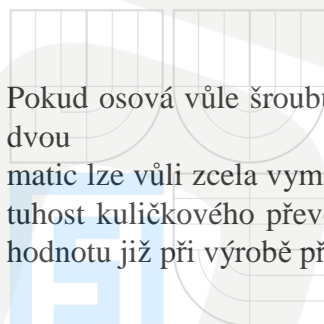
Šroub a matice nejsou v přímém styku, nýbrž jsou odděleny kuličkami, které se odvalují na souhlasných závitových drahách na šroubu a v matici. Oběžná dráha v matici je v několika závitech naplněna kuličkami. Ty se odvalují a tím je kluzné tření nahrazeno valivým. Odvalující se kuličky na koncích matice narážejí na deflektory, které usměřují kuličky do převáděcích kanálů. Kuličky postupují kanálem do převáděcí trubky nebo do kanálu, tento je vytvořen převáděcí příložkou. Je to uzavřený systém, v němž při otáčení šroubu nebo matice kuličky neustále cirkulují v jednom či ve druhém směru. [4]



Obr. 8. Principu kuličkového šroubu



Obr. 9. Způsobu pohybu



Pokud osová vůle šroubu a matice není na překážku, používá se jedna matice. Pomocí dvou matic lze vůli zcela vymezit nebo vyvolat předepnutí osovou silou, čímž se zvýší osová tuhost kuličkového převodu. Vymezení vůle nebo předepnutí je nastavitelné na stálou hodnotu již při výrobě převodu nebo lze velikost předepnutí měnit dodatečně. [5]

Výhody:

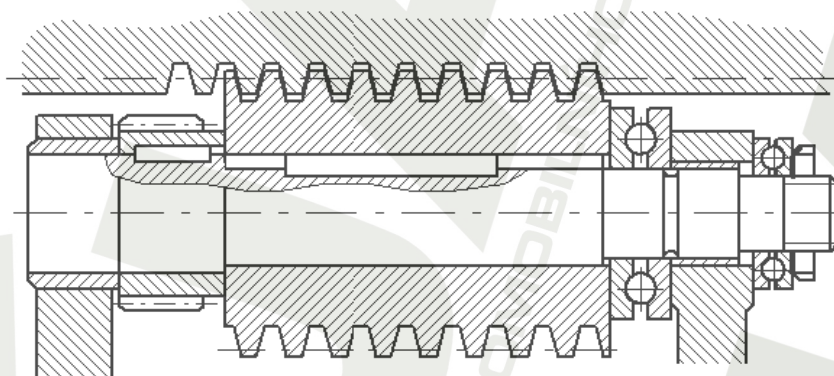
- 1) Vysoká povrchová tvrdost všech elementů je zárukou pro trvanlivost kuličkového převodu.
- 2) Také rozběhový moment pro kuličkový šroub je o 2/3 až 3/4 menší než u kluzného převodu.

Nevýhody:

- 1) Vysoká účinnost bez předpětí má za následek jeho nesamosvornost.

Šnek a šnekový hřeben

Osa šneku a šnekového kola jsou rovnoběžné, šnek zastává funkci šroubu a hřeben funkci matice. šnek - ocel , hřeben - bronz nebo šnek - ocel , hřeben – litina.



Obr. 10. Mechanismus šneku a šnekového hřebene

Výhody:

- 1) Tento převod se vyznačuje velkou tuhostí a takřka bezvůlovostí

Nevýhody:

- 1) Poměrně malá účinnost a malý převod pro malý rozměr

Šnek a ozubený hřeben



Obr. 11. Mechanismus šneku a hřebene

Výhody:

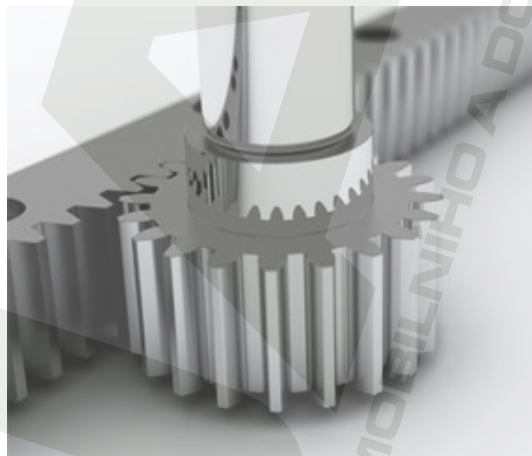
Možnost velkého převodu do pomala, možnost snadného mazání broděním.

Nevýhody:

Špatná účinnost a malá životnost, rychlé opotřebení - užívá se ojediněle.

Pastorek s ozubeným hřebenem

Tento převod je často užívaný pro menší převod, do pomala a je vhodný pro velké délky.



Obr. 12. Pastorek s hřebenem

Výhody:

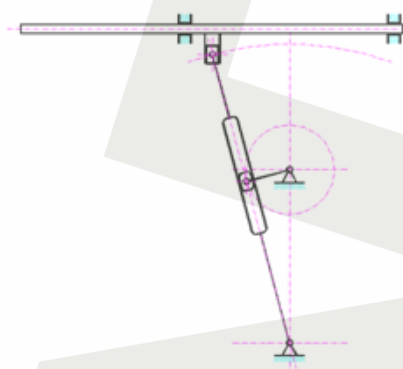
- 1) Lepší účinnost než převod šroubu a matice.

Nevýhody:

- 2) Přesnost převodu pastorek - ozubený hřeben je menší než u šroubu a matice. Je nutné provést vymezení vůle mezi pastorkem a hřebenem.

Kulisový mechanismus

Existují různé obměny kulisových mechanismů. Základními prvky je těleso s vodící drážkou (kulisa), kde je v této drážce vedeno těleso (kámen). Další prvky a jejich provedení závisí na uchycení a tím na druhu pohybu kulisy. Jedná se však o podobné prvky. Páka vykonává rotační pohyb a táhlo, na které je převeden pohyb kulisy, vykonává přímočarý vratný pohyb v obou směrech se stejnými resp. rozdílnými parametry pohybu a sil. Všechny prvky jsou uchyceny na rám ve vedeních nebo ložiscích kluzných či valivých. [6]



Obr. 13. Kulisový mechanismus

Výhody:

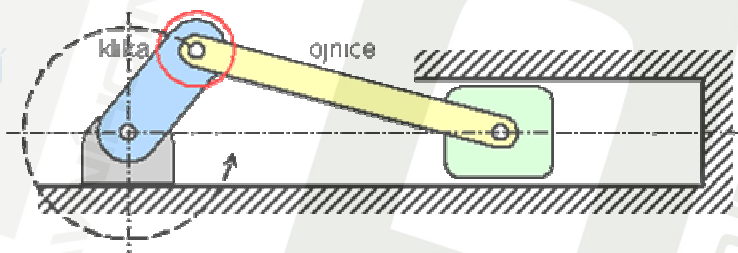
- 1) Jednoduchost konstrukce.
- 2) Výsledný přímočarý vratný pohyb je rovnoměrnější než u obyčejného klikového mechanismu.
- 3) Konstrukční změnou polohy čepu kamene na otočné páce se změni parametry pohybu a také délka zdvihu.

Nevýhody:

- 1) Používá se pouze pro přenos menších zatížení.
- 2) Menší účinnost a nastává zde větší opotřebení součástí.

Klikový mechanismus

Jedná se o čtyřkloubový mechanismus. Základními prvky jsou rotační páka (klika), na které je uchycena ojnice. Ojnice je svým druhým koncem spojena s pístní ojnicí hlavou kluzným ložiskem přes čep spojena s křížákem resp. přímo pístem. V případě úplného klikového mechanismu je mezi křížákem a pístem ještě pístní tyč. [6]

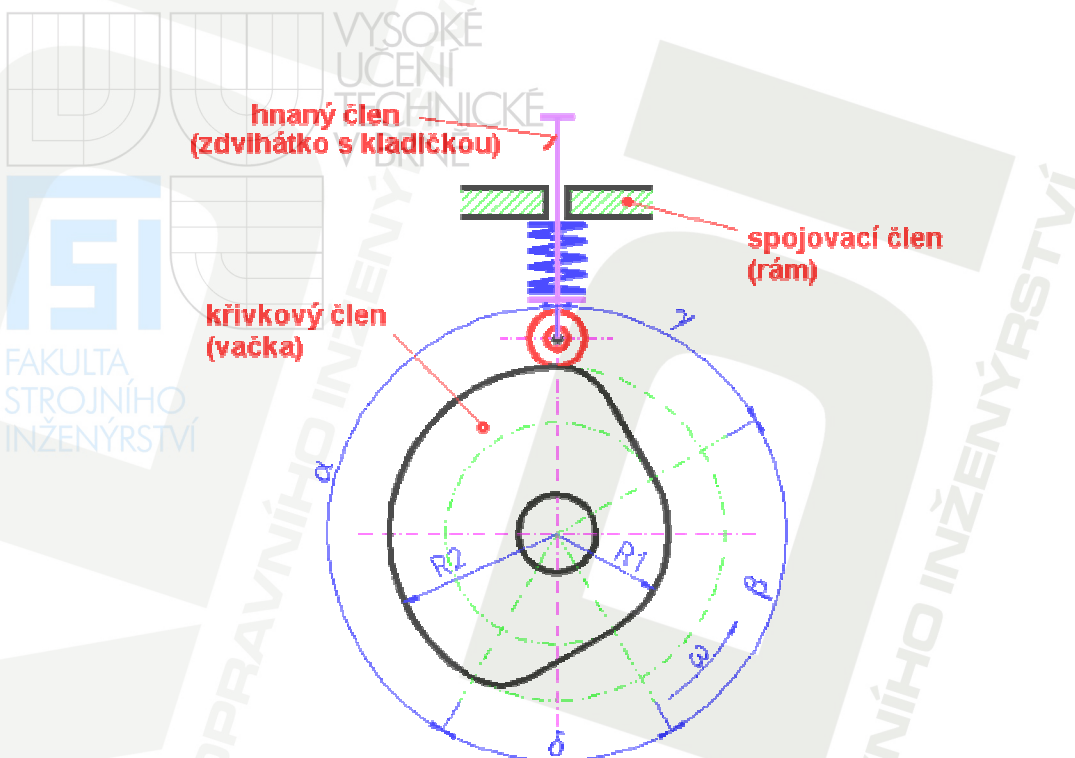


Obr. 14. Klikový mechanismus

Vačkový mechanismus

Vačka je součást strojů, která zajišťuje převod otáčivého pohybu na posuvný, a to v přesně vymezeném okamžiku. Vačka má obvykle vejčitý tvar. Je o ni opřeno zdvihátko, které je k ní přitlačeno (nečastěji pružinou). Při otáčení vačky se zdvihátko pohybuje podle tvaru vačky. Tvarem lze mechanicky „naprogramovat“ dobu a výšku zdvihu v závislosti na jejím natočení.

Patrně nejznámějším využitím vaček je ovládání pohybu ventilů ve čtyřdobém spalovacím motoru. Vačky jsou využívány i v mnoha dalších strojích (pístová čerpadla, regulátory, vypínače, různé vystavovací mechanismy, mechanicky naprogramované automaty např. obráběcí stroje pro hromadnou výrobu). [6]



Obr. 15. Vačkový mechanismus

Výhody:

- 1) Přesné dodržení tvaru dráhy pohybu daného tvarem a rozměry vačky a dosedacího členu (kladíčky, talířku).
- 2) Pohyb hnacího členu (zdvihátka) je možno na potřebný čas zastavit při neustálém plynulém pohybu hnacího členu (vačky).

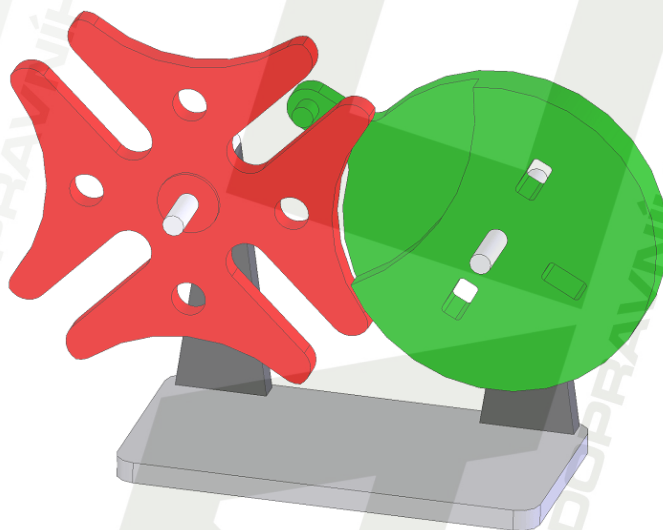
Nevýhody:

- 1) Obtížná vyrobiteľnosť a náročnosť na presnosť výroby.
- 2) Nepravidelné tvary vaček a náhlé zmeny pohybových parametrov majú za následok pružné deformácie v členoch mechanizmu, ktoré mení požadované parametre pohybu.

Maltézský mechanismus

Má zpravidla 4 zuby (ramena). Mezi zuby jsou úzké mezery. Čelní plochy zubů mají tvar shodný s obvodem aretačního kotouče. Těsně k němu doléhají a zajišťují tím nehybnou polohu kříže. Mechanismu, jenž je poháněn maltézským křížem, se říká strhovací mechanismus.

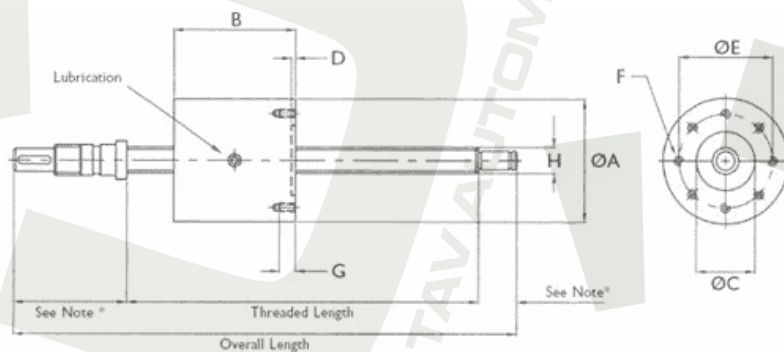
Mechanismus maltézského kříže je enormně namáhán. Proto je vyroben z kvalitních materiálů a s vysokou přesností řádů tisícín mm. Při provozu musí být vydatně mazán kvalitním řídkým olejem. [5]



Obr. 16. Mechanismus maltézského kříže

Planetový válečkový šroub

Planetový šroub v sobě zahrnuje všechny výhody kuličkového šroubu jako je dynamické zatížení až 1200 kN, vysoká účinnost, vysoká přesnost, dlouhá životnost, nízké nároky na údržbu, nízká hluchost. A na rozdíl od kuličkového šroubu je samosvorný. [2]



Obr. 17. Mechanismus válečkového šroubu

Lineární převodovky

Na výstupu převodovky je pohybový šroub, na vstup se připojí elektromotor. Motor lze doplnit snímačem, brzdou a řídicí jednotkou. Výstupní část převodovky je upravená pro zachycení sil přenášených šroubem. Šroub je podepřen axiálním ložiskem, jehož nosnost odpovídá přípustnému momentu převodovky. Dodávají se šrouby s metrickým, lichoběžníkovým a kuličkovým závitem.[3]

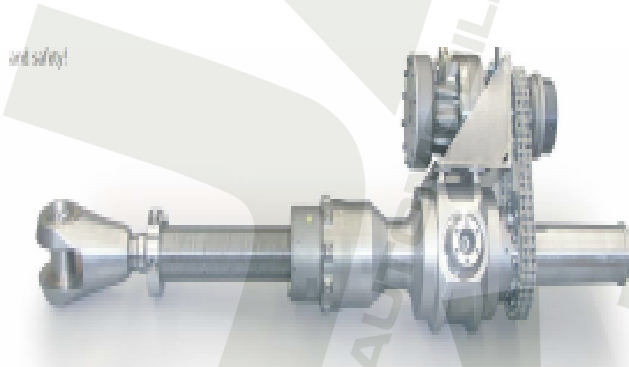
FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Obr. 18. Lineární převodovka

Lineární aktulátor

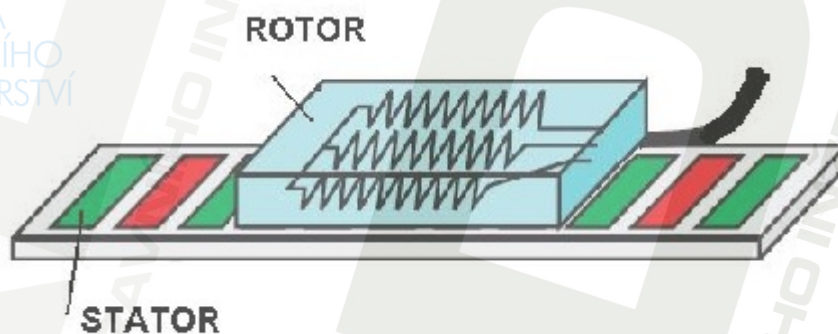
Aktuátory jsou akční prvky s elektrickým pohonem, které jsou určeny pro lineární polohování rozličných prvků průmyslových zařízení. Aktuátory pro průmyslové aplikace jsou určeny pro použití ve všeobecném strojírenství pro přímočarý pohon nejrůznějších strojních prvků jako jsou klapky, táhla, ventily a podobně. Kompaktní konstrukce aktuátorů zaručuje velkou dynamickou kapacitu, vysokou spolehlivost, malé zástavové rozměry. [2]



Obr. 19. Lineární aktulátor

Lineární motor

Je to klasický synchronní stroj (může být i asynchronní) s permanentními magnety. Tyto jsou rozloženy místo na kružnici na přímce. U klasického motoru je označení stator a rotor jasné, u lineárního máme pouze dva ploché díly. Stator označujeme část s magnety, rotor je označena pohybující se část s vinutím.[4]



Obr. 20. Schéma lineárního motoru

Výhody:

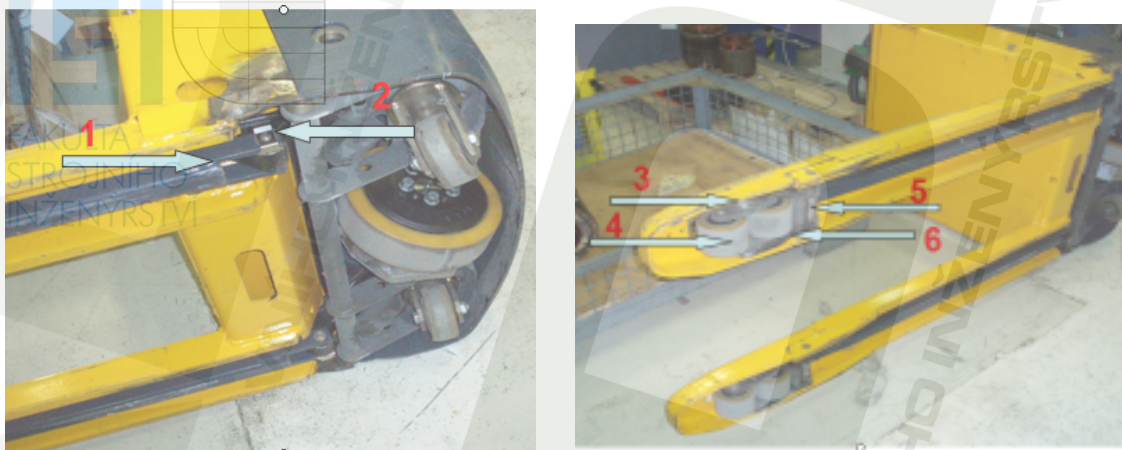
- 1) Snadná regulace pojezdové rychlosti pomocí frekvenčního měniče.
- 2) Vysoká rychlost posuvu, může dosáhnout i 20ms^{-1} .
- 3) Přesná polohovatelnost (s přesností až $0,001\text{ mm}$).
- 4) Velice dobrá opakovatelnost, po projetí dráhy je schopen se vrátit na referenční bod (s přesností až $0,001\text{ mm}$).
- 5) Vysoká dynamika pohybu.

Nevýhody:

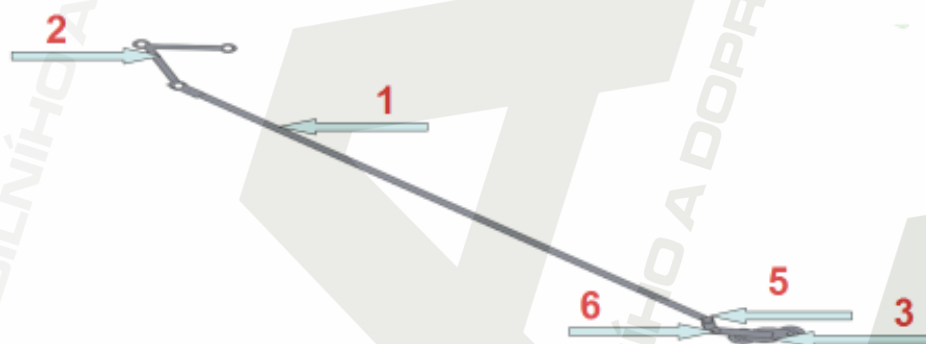
- 1) Cena tohoto zařízení je příliš vysoká.
- 2) Obtížná výroba, je nutno dodržet vzduchovou mezeru, počítat s přitažlivými silami.
- 3) Je nutno nějak napájet „stator“ tj. pohyblivý díl, což pro vysoké rychlosti není až tak jednoduché.
- 4) Nutnost odměřování pro zpětnou vazbu, ať řídicí systém ví, kde se motor nachází.

Základní náčrt mechanismu

Tento mechanismus slouží k zabránění průhybu vidlí. Pohyb tohoto mechanismu je odvozen od pohybu hydraulického válce.



Obr. 21-22. Stávající zařízení zdvihu vidlí



Obr. 23. Schéma stávajícího zařízení zdvihu vidlí

- 1) Táhlo
- 2) Zadní páka
- 3) Uložení ve vidlích
- 4) Kolečko
- 5) Spojení táhla z napřímovací pákou
- 6) Napřímovací páka

Výpočet síly nutné pro provoz

Zrychlení břemene a vidlí

$$a = \frac{v}{t}$$

$$a = \frac{0,06}{2,083}$$

$$a = 0,0288 [\text{ms}^{-2}]$$

$$v = 0,06 [\text{ms}^{-1}]$$

$$t = 2,083 [\text{s}]$$

odečteno **Tab. 1**
vypočteno **Rov (2)**

Rov. (1)

Času zdvihu

$$t = \frac{h}{v}$$

$$t = \frac{0,125}{0,06}$$

$$t = 2,083 [\text{s}]$$

$$h = 0,125 [\text{m}]$$

$$v = 0,06 [\text{ms}^{-1}]$$

odečteno **Tab. 1**
odečteno **Tab. 1**

Rov. (2)

Celková hmotnost

$$m = m_b + m_v$$

$$m = 2,5 \cdot 10^3 + 250$$

$$m = 2,75 \cdot 10^3 [\text{kg}]$$

$$m_b = 2,5 \cdot 10^3 [\text{kg}]$$

$$m_v = 250 [\text{kg}]$$

odečteno **Tab. 1**
odečteno z programu Solid Works

Rov. (3)

Síla od zrychlení

$$F_2 = m \cdot a$$

$$F_2 = 2,75 \cdot 10^3 \cdot 0,0288$$

$$F_2 = 79,2 [\text{N}]$$

$$m = 2,75 \cdot 10^3 [\text{kg}]$$

$$a = 0,0288 [\text{ms}^{-2}]$$

vypočteno **Rov (3)**
vypočteno **Rov (1)**

Rov. (4)

Gravitační síly

$$F_1 = m \cdot g$$

$$F_1 = 2,75 \cdot 10^3 \cdot 9,81$$

$$F_1 = 26977,5 [N]$$

$$m = 2,75 \cdot 10^3 [kg]$$

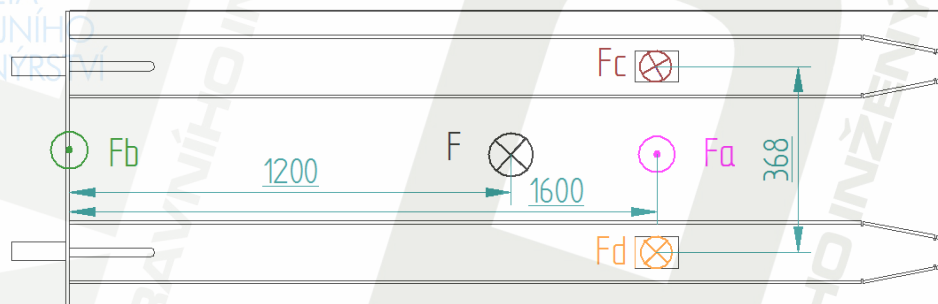
$$g = 9,81 [ms^{-2}]$$

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSKÉHO

vypočteno **Rov (3)**
konstanta

Rov. (5)



Obr. 24. Silový rozbor

Celkové zatížení od všech sil

$$F = F_1 + F_2$$

$$F = 26977,5 + 79,2$$

$$F = 27056,7 [N]$$

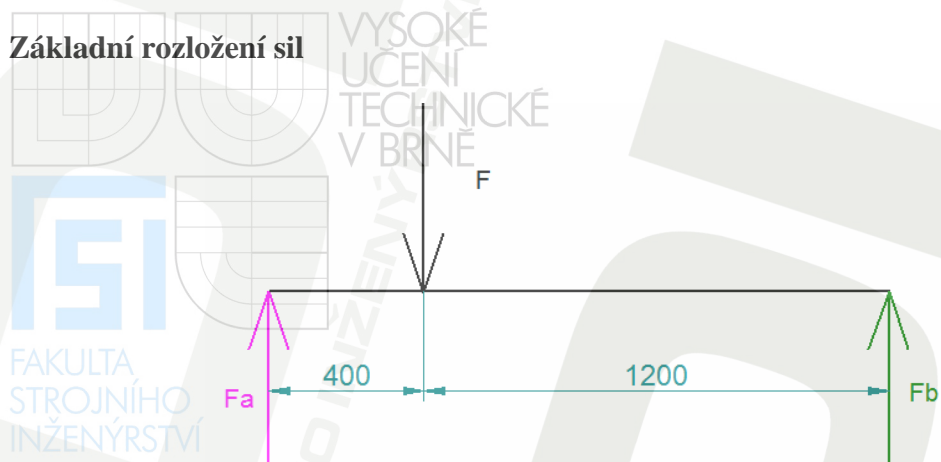
$$F_1 = 26977,5 [N]$$

$$F_2 = 79,2 [N]$$

vypočteno **Rov (5)**
vypočteno **Rov (4)**

Rov. (6)

Základní rozložení sil



Obr. 25. Silový rozbor

$$F_b = \frac{F \cdot l_1}{l_1 + l_2}$$

$$F_b = \frac{27056,7 \cdot 0,4}{0,4 + 1,2}$$

$$F_b = 6764,175 [N]$$

$$F = 27056,7 [N]$$

$$l_1 = 0,4 [m]$$

$$l_2 = 1,2 [m]$$

vypočteno **Rov (6)**

změřeno

změřeno

Rov. (7)

$$F_a = F - F_b$$

$$F_a = 27056,7 - 6764,175$$

$$F_a = 20292,525 [N]$$

$$F = 27056,7 [N]$$

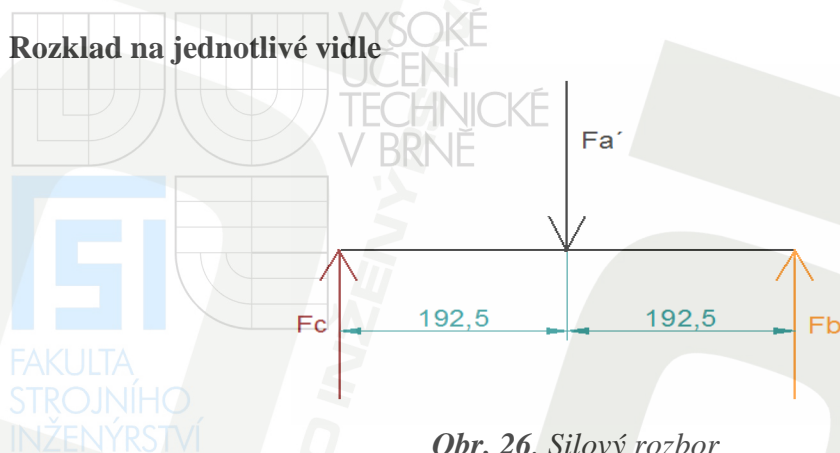
$$F_b = 6764,175 [N]$$

vypočteno **Rov (6)**

vypočteno **Rov (7)**

Rov. (8)

Rozklad na jednotlivé vidle



Obr. 26. Silový rozbor

$$F_d = \frac{F_a' \cdot l_3}{l_3 + l_4}$$

$$F_d = \frac{20292,525 \cdot 0,1925}{0,1925 + 0,1925}$$

$$F_d = 10146,263 [N]$$

Rov. (9)

$$F_a' = 20292,525 [N]$$

$$l_3 = 0,1925 [m]$$

$$l_4 = 0,1925 [m]$$

vypočteno Rov (8)

změřeno

změřeno

$$F_c = F_a' - F_d$$

$$F_c = 20292,525 - 10146,263$$

$$F_c = 10146,262 [N]$$

Rov. (10)

$$F_a' = 20292,525 [N]$$

$$F_d = 10146,263 [N]$$

vypočteno Rov (8)

vypočteno Rov (9)

Rozložení na jednotlivé členy pákového mechanismu

$$F_e = \frac{F_c' \cdot l_5}{l_6}$$

$$F_e = \frac{10146,263 \cdot 0,130}{0,025}$$

$$F_e = 52760,568 [N]$$

Rov. (11)

$$F_c' = 10146,263 [N]$$

$$l_5 = 0,130 [m]$$

$$l_6 = 0,025 [m]$$

vypočteno Rov (10)

změřeno

změřeno

$$F_f = \frac{F_e \cdot l_7}{l_8}$$

$$F_f = \frac{52760,568 \cdot 0,02}{0,06}$$

$$F_f = 17586,856 [N]$$

$$F_e = 52760,568 [N]$$

$$l_7 = 0,02 [m]$$

$$l_8 = 0,06 [m]$$

INŽENÝRSTVÍ

Hlavní zatížení

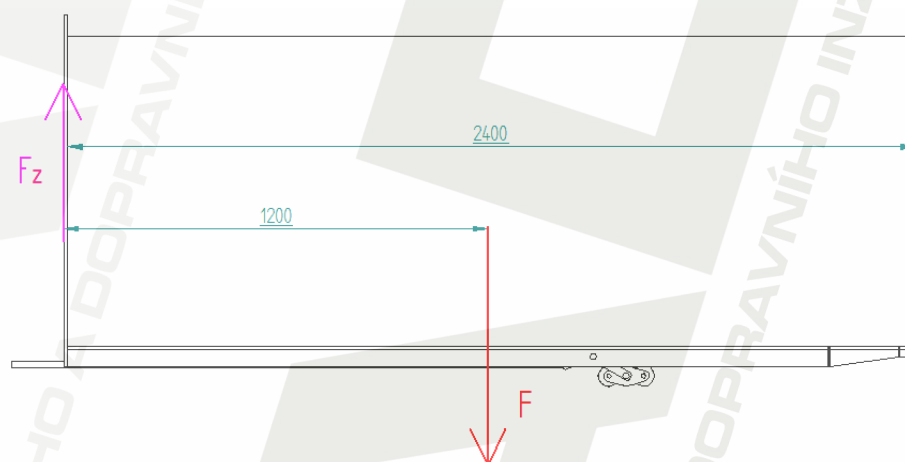
VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

Rov. (12)

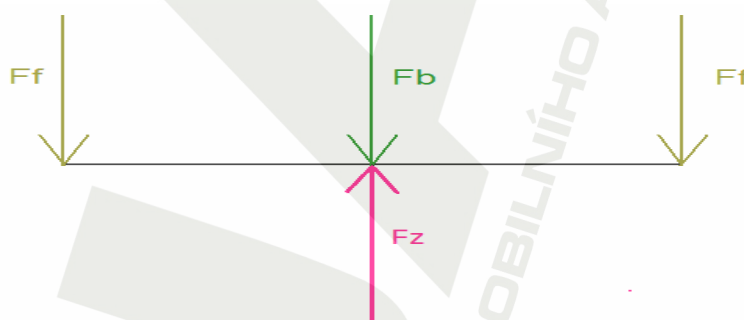
vypočteno Rov (11)

změřeno

změřeno



Obr. 27. Silový rozbor



Obr. 28. Silový rozbor

$$F_{zc} = F_f + F_b + F_f$$

$$F_{zc} = 17586,856 + 6764,175 + 17586,856$$

$$F_{zc} = 41937,887 [N]$$

Rov. (13)

$$F_f = 17586,856 [N]$$

$$F_b = 6764,175 [N]$$

vypočteno Rov (12)

vypočteno Rov (7)

Navýšení zátěžné síly o 10%

$$F_z = F_{zc} \cdot 1,10$$

$$F_z = 41937,887 \cdot 1,10$$

$$F_z = 46131,676[N]$$

$$F_{zc}=41937,887[N]$$

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

vypočteno *Rov (13)*

Rov. (14)

Navrhované způsoby řešení

1) Vačkový mechanismus

Jako první varianta náhrady stávajícího hydroagregátu bylo zvoleno použít vačkového mechanismu vlastního provedení.

Základní popis

Vačkový mechanismus je rovinný nebo prostorový křivkový mechanismus skládající se z rámu, hnacího křivkového členu a hnaného členu. Křivkový člen je proveden jako vačka tj. nekruhový kotouč s profilem předem naprogramovaného průběhu koncového členu mechanismu. Tyto mechanismy převádějí rotační pohyb na pohyb vratný posuvný či kývavý. Jejich použití je například v polygrafických, textilních či balících strojích. [1]

Výhody:

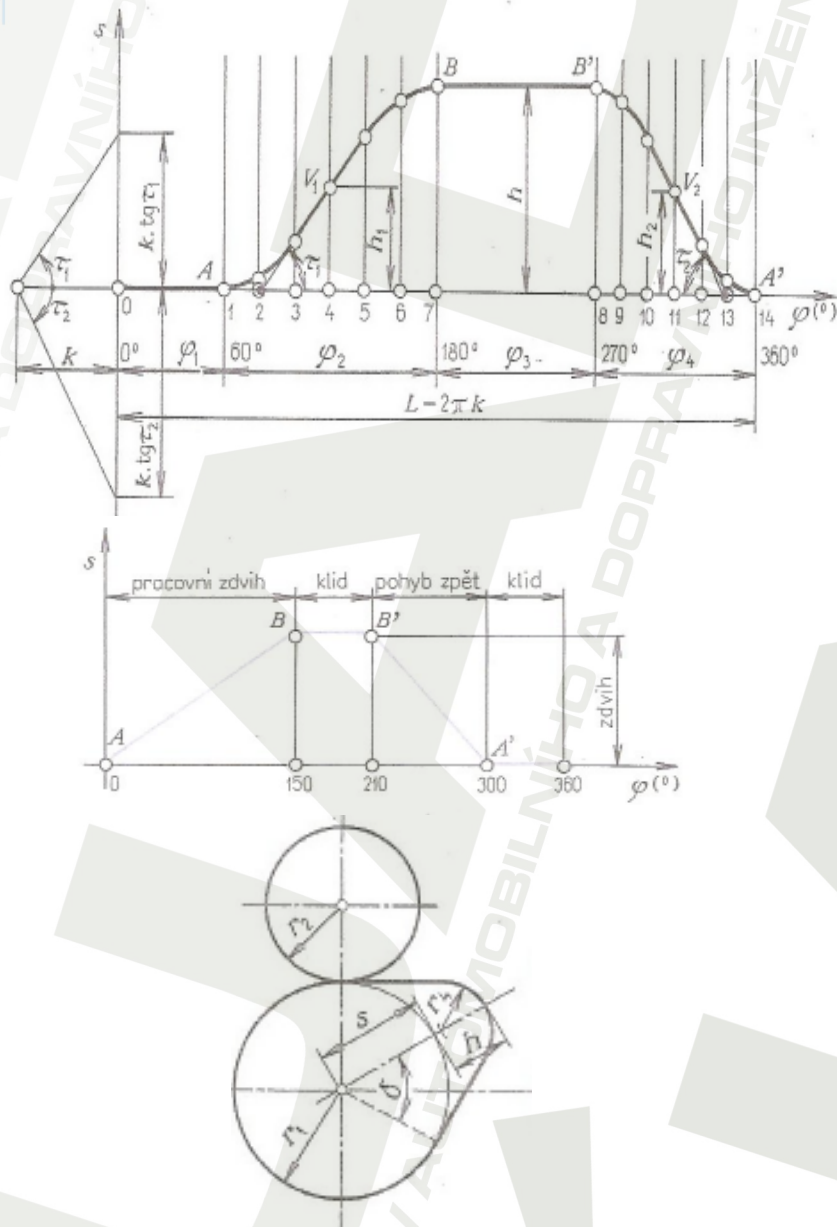
- 1) Snadné dodržení určitého pohybu hnaného členu.
- 2) Hnaný člen se může na určitý čas zastavit při plynulém pohybu hnacího členu.
- 3) Snadná změna pohybové závislosti, zdvihu i času pohybu pouhou výměnou vačky.
- 4) Snadná kontrola opotřebení pohybové skupiny.
- 5) Nenadměrné opotřebení stykových ploch zdvihátka vačky lze zmírnit použitím kladky jako vloženého členu.

Nevýhody:

- 1) Přesná výroba je obtížná vzhledem k nepravidelně zakřivené obrysové hraně (finační náročnost).
- 2) Náhlá změna zrychlení může způsobit v členech pružné deformace, které mohou zkreslit pohybovou závislost.
- 3) Na plochách dochází k rychlému opotřebení ve styčných plochách, dochází zde k velkému tlaku při styku zdvihátka s vačkou.
- 4) Působení setrvačné hmoty členů mechanismu vyžaduje zajištění stálého styku zdvihátka s vačkou. A to silovým stykem samotnou gravitací nebo silou pružiny.
- 5) Vlivem vůle vznikají rázy, projevují se rychlým vzrůstem sil v členech mechanismu, jenž jsou více namáhány.
- 6) Dodržení předepsané vůle v mechanismu vyžaduje občasné seřizování.
- 7) Při špatném mazání může být mechanismus hlučný.
- 8) Příliš velká a rychle rostoucí kladná zrychlení způsobují nadměrný hluk a opotřebení dílů.
- 9) Velká záporná zrychlení překonávají při vyšších otáčkách sílu přítlačné pružiny, čímž dochází k přerušení vazby, k rázům a vibracím.

Diagram zdvihové čáry

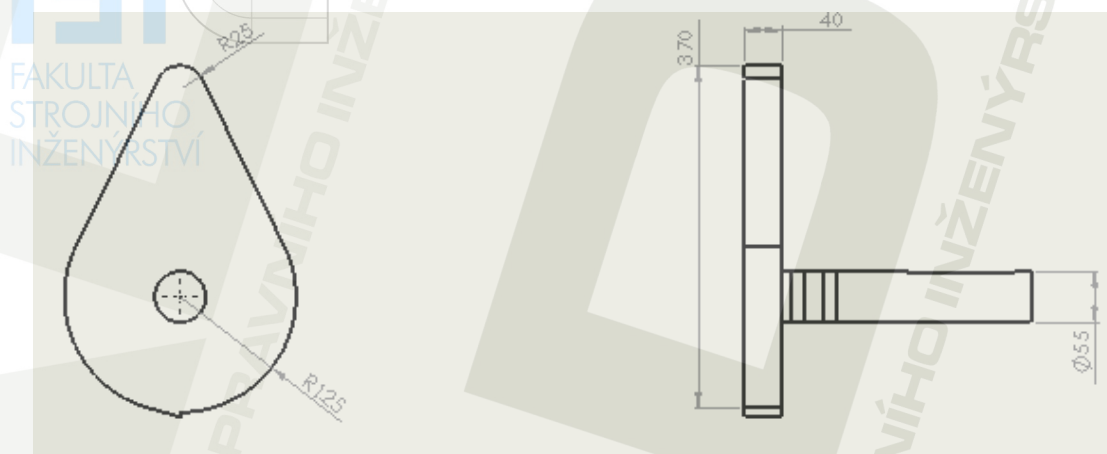
Zdvižová čára bývá konstruována spojitým složením až z 8 charakteristických úsekových křivek na jednom boku a navíc ještě z úseku náběhového. Vačky vstřikovacích čerpadel bývají až tangenciální s obecnou křivkou, spojující tečnu s velkým obloukem na vrcholu. Ta může být zadána s pomocí nakreslené křivky zrychlení a pak integrováním (programem pro integrování funkce z tabulky). Grafické úpravy mohou být prováděny ještě „po cestě“ na křivce rychlosti. Výsledek se mnohokrát opakuje, protože bývá obtížné dodržet podmínku o maximálním zdvihu. [1]



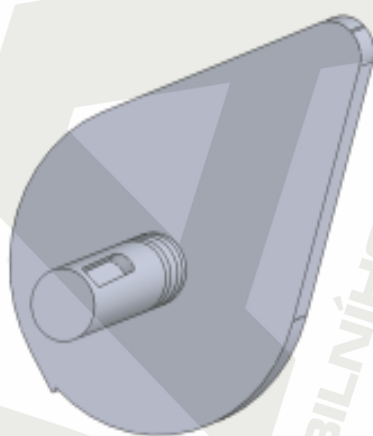
Obr. 29. Průběh návrhu

Návrh vačkového ústrojí

Pro dodržení rychlosti zdvihu a výšky zdvihu byl navržen následující tvar vačky. K tomuto návrhu byl použit program Solid Edge. Zdvihátko bude umístěno na střed vačky a jeho neustálý styk s vačkou zajistí velká hmotnost vidlí.



Obr. 30. Schéma návrhu



Obr. 31. 3D model zařízení

Provoz mechanismu

Uložení vaček musí být bez vůle, aby se nepříznivě neovlivňoval průběh zdvihu. Povrch musí odolávat otěru, přesto je povrch nutno občas kontrolovat, aby nedošlo ke změně tvaru. Dotyková plocha mezi vačkou a dotykovým členem musí být mazána. [1]

Výpočty základních parametrů

Výstupní otáčky převodovky

$$n_2 = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r_1} \cdot 60$$

$$n_1 = \frac{0,06}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,150} \cdot 60$$

$$n_1 = 3,821 [\text{min}^{-1}]$$

$$v = 0,06 [\text{ms}^{-1}]$$

$$r_1 = 0,150 [\text{m}]$$

$$\pi = 3,14$$

odečteno *Tab. 1*
navrženo
konstanta

Rov. (15)

Převodový poměr

$$i_1 = \frac{n_1}{n_{m1}}$$

$$i_1 = \frac{344}{3,821}$$

$$i_1 = 90,028$$

$$n_1 = 3,821 [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{m1} = 344 [\text{min}^{-1}]$$

vypočteno *Rov (15)*
navrženo

Rov. (16)

Nutná budící frekvence pro asynchronní motor

$$f_1 = \frac{p \cdot n_{m1}}{60 \cdot (1 - s)}$$

$$f_1 = \frac{4 \cdot 344}{60 \cdot (1 - 0,09)}$$

$$f_1 = 25,201 [\text{Hz}]$$

$$p = 4$$

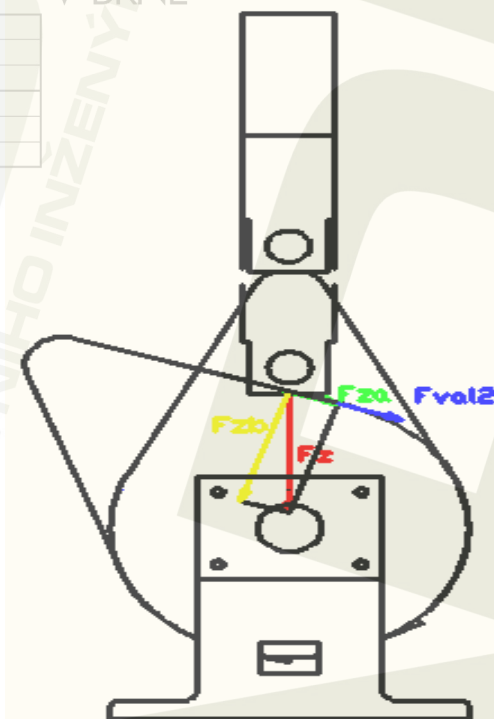
$$n_{m1} = 344$$

$$s = 9\%$$

voleno pro standardní elektromotor
navrženo
voleno pro standardní elektromotor

Rov. (17)

Stanovení potřebného výkonu



Obr. 32. Silový rozbor

Rozklad sil

$$F_{zb} = \cos \alpha \cdot F_z$$

$$F_{zb} = \cos 20 \cdot 46131,676$$

$$F_{zb} = 43349,596[N]$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$F_z = 46131,676[N]$$

navrženo
vypočteno **Rov (14)**

Rov. (18)

$$F_{za} = \sin \alpha \cdot F_z$$

$$F_{za} = \sin 20 \cdot 46131,676$$

$$F_{za} = 15774,542[N]$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$F_z = 46131,676[N]$$

navrženo
vypočteno **Rov (14)**

Rov. (19)

Valivý odpor

$$F_{val1} = \xi \cdot \frac{F_z}{R_1}$$

$$F_{val1} = 0,005 \cdot \frac{46131,887}{0,03}$$

$$F_{val1} = 7688,648[N]$$

$$\xi = 0,005$$

$$F_z = 46131,887[N]$$

$$R_1 = 0,03[m]$$

voleno dle [11]

vypočteno **Rov (14)**

navrženo

Rov. (20)

Celkové zatížení

$$F_{H1} = F_{val1} + F_{za}$$

$$F_{H1} = 7688,648 + 15774,542$$

$$F_{H1} = 23443,19[N]$$

$$F_{val1} = 7688,648[N]$$

$$F_{za} = 15774,542[N]$$

vypočteno **Rov (20)**

vypočteno **Rov (19)**

Rov. (21)

Celkový moment

$$M_{H1} = F_{H1} \cdot R$$

$$M_{H1} = 23443,19 \cdot 0,25$$

$$M_{H1} = 5860,798[Nm^{-1}]$$

$$F_{H1} = 23443,19[N]$$

$$R = 0,25[m]$$

vypočteno **Rov (21)**

navrženo

Rov. (22)

Potřebný výkon

$$P_1 = M_{H1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

$$P_1 = 5860,798 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,063$$

$$P_1 = 2318,766[W]$$

$$M_{H1} = 5860,798[Nm^{-1}]$$

$$n_1 = 0,063[s^{-1}]$$

$$\pi = 3,14$$

vypočteno **Rov (22)**

vypočteno **Rov (15)**

konstanta

Rov. (23)

Navýšení výkonu o 20% pro snadný rozběh

$$P_{opt1} = 1,2 \cdot P_1$$

$$P_{opt1} = 1,2 \cdot 2321,224$$

$$P_{opt1} = 2785,469[W]$$

$$P_1 = 2321,224[W]$$

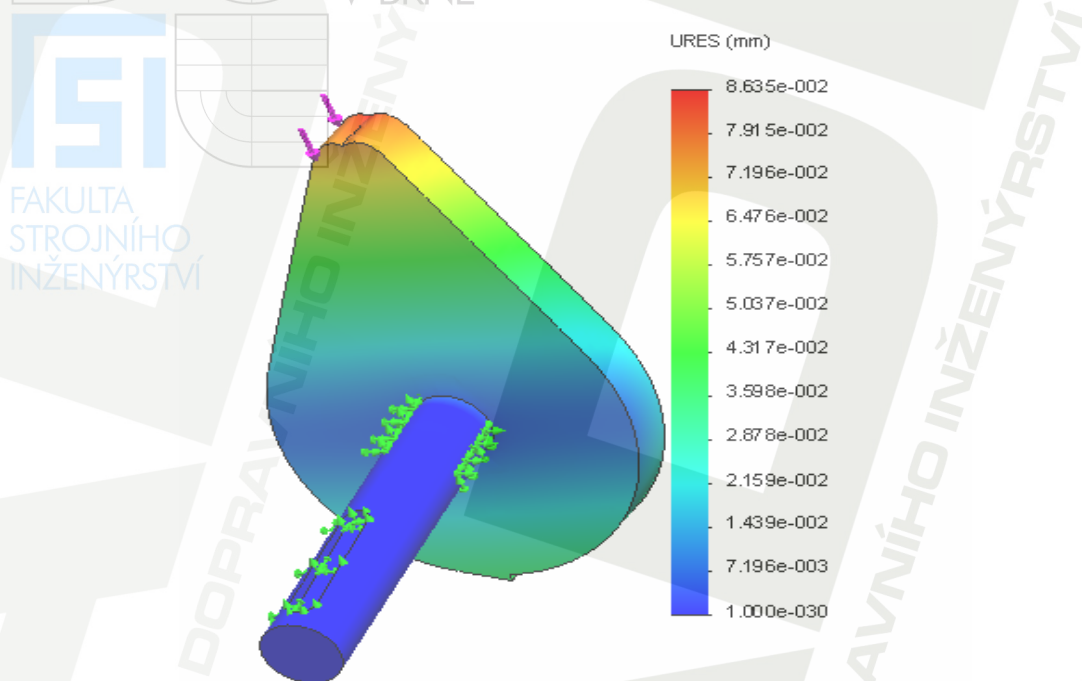
Rov. (24)

vypočteno Rov (23)

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

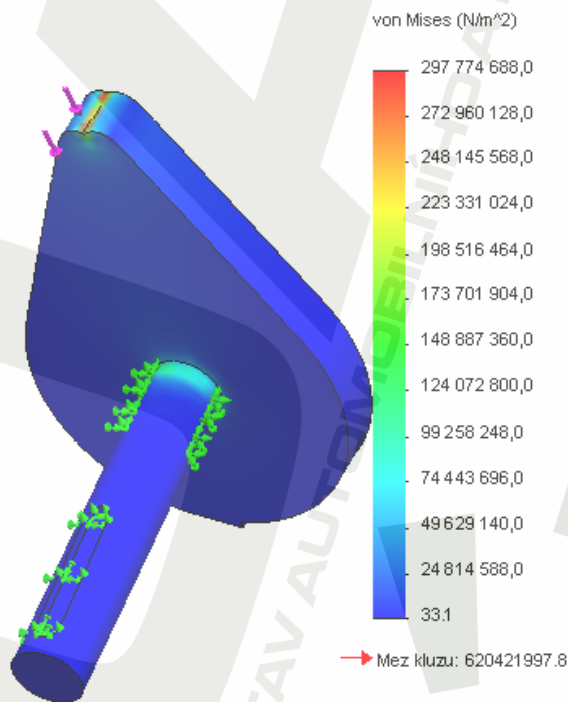
Schématcké znázornění průběhu napětí a posunutí provedeno metodou MKP v programu SolidWorks

Zobrazení posunutí v navrhované vačce ve vzpřímeném stavu



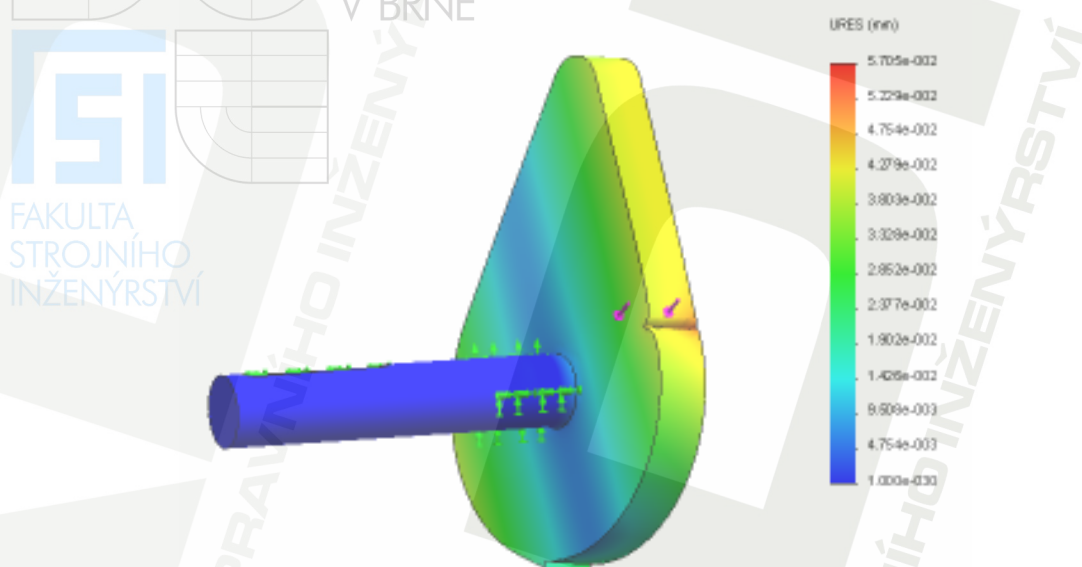
Obr. 33. MKP rozbor

Zobrazení napětí v navrhované vačce ve vzpřímeném stavu



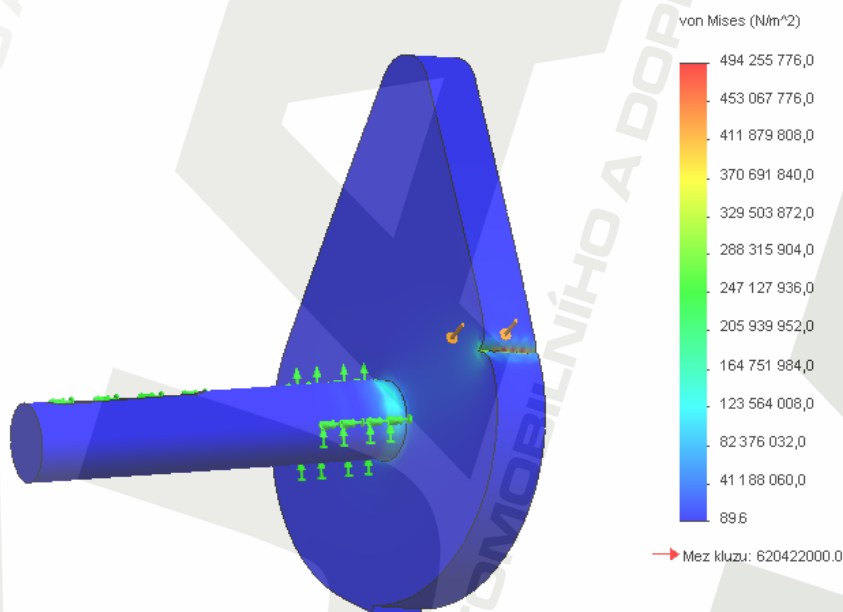
Obr. 34. MKP rozbor

Zobrazení posunutí v navrhované vačce ve spuštěném stavu



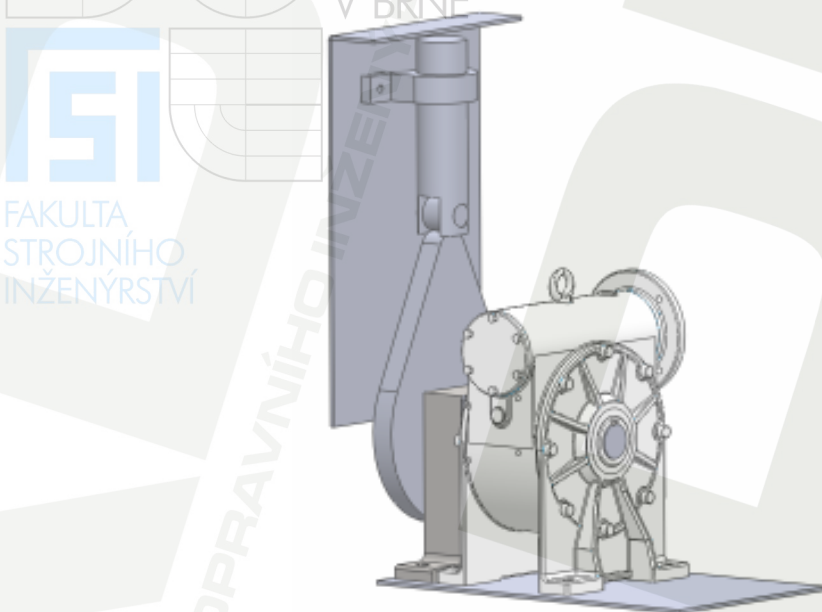
Obr. 35. MKP rozbor

Zobrazení napětí v navrhované vačce ve spuštěném stavu

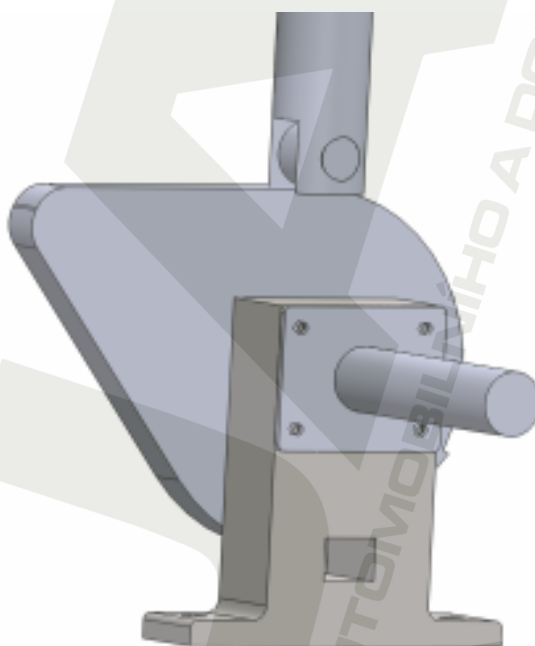


Obr. 36. MKP rozbor

Schéma navrhovaného pohonu zdvihu za použití vačkového mechanismu



Obr. 37. 3D model vačkového mechanismu



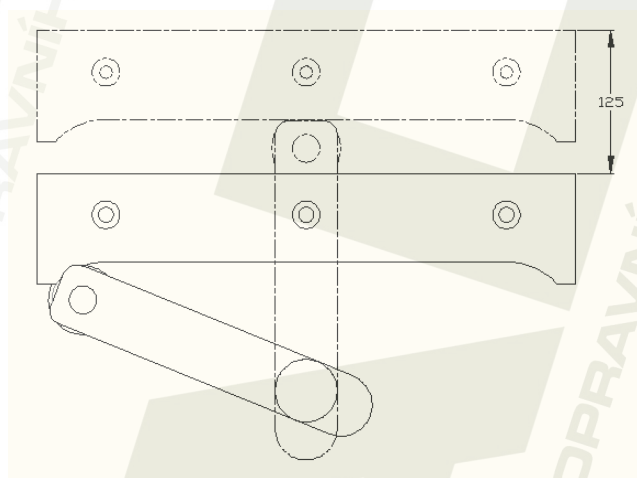
Obr. 38. 3D model vačkového mechanismu

2) Využití zdvihací páky

Jako další varianta náhrady stávajícího hydroagregátu bylo zvoleno použít systém pracující jako zdvihací páky vlastního provedení.

Konstrukce tohoto zařízení je velice jednoduchá. Po natočení páky do vzpřímené polohy dojde k potřebnému zdvihu. Pro snížení tření dotykových ploch je použita rolna, která toto tření výrazně snižuje.

STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Obr. 39. Princip funkce mechanismu

Provoz mechanismu

Uložení musí být bez vůle, aby nedocházelo k rázům při provozu. Povrch musí odolávat otěru, přesto je povrch nutno občas kontrolovat. Dotykové plochy musí být mazány.

Výpočty základních parametrů

Výstupní otáčky převodovky

$$n_2 = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R_3} \cdot 60$$

$$n_2 = \frac{0,06}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,2} \cdot 60$$

$$n_2 = 2,866 [\text{min}^{-1}]$$

$$v = 0,06 [\text{ms}^{-1}]$$

$$R_3 = 0,20 [\text{m}]$$

$$\pi = 3,14$$

odečteno **Tab. 1**

navrženo

konstanta

Rov. (25)

Převodový poměr

$$i_2 = \frac{n_2}{n_{m2}}$$

$$i_2 = \frac{250}{2,866}$$

$$i_2 = 87,230$$

$$n_2 = 3,821 [\text{min}^{-1}]$$

$$n_{m2} = 250 [\text{min}^{-1}]$$

vypočteno **Rov (25)**

navrženo

Rov. (26)

Nutná budící frekvence pro asynchronní motor

$$f_2 = \frac{p \cdot n_{m2}}{60 \cdot (1 - s)}$$

$$f_2 = \frac{4 \cdot 250}{60 \cdot (1 - 0,09)}$$

$$f_2 = 15,166 [\text{Hz}]$$

$$p = 4$$

$$n_{m2} = 250$$

$$s = 9\%$$

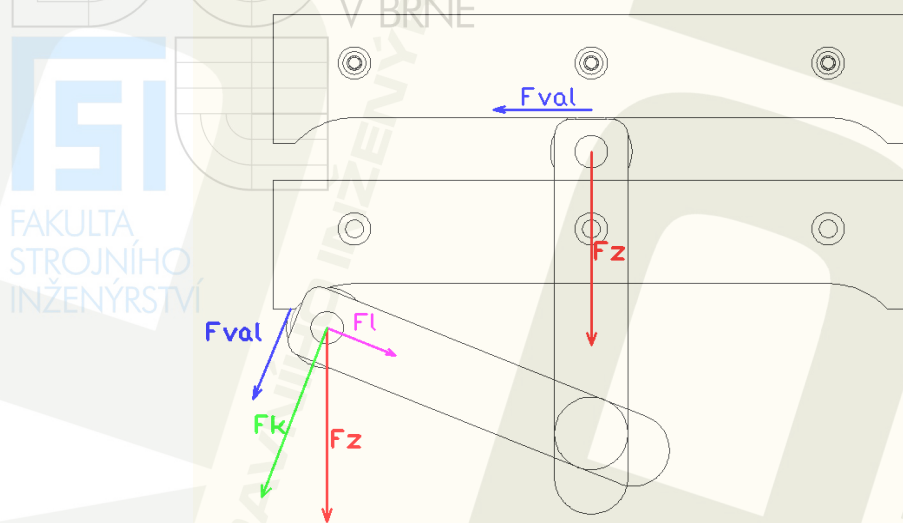
voleno pro standardní elektromotor

navrženo

voleno pro standardní elektromotor

Rov. (27)

Stanovení potřebného výkonu



Obr. 40. Silový rozbor

Rozklad sil

$$F_k = \cos \beta \cdot F_z$$

$$F_k = \cos 22 \cdot 46131,676$$

$$F_k = 42772,545[N]$$

$$\beta = 22^\circ$$

$$F_z = 46131,676[N]$$

navrženo

vypočteno **Rov (14)**

Rov. (28)

$$F_l = \sin \beta \cdot F_z$$

$$F_l = \sin 22 \cdot 46131,676$$

$$F_l = 17281,230[N]$$

$$\beta = 22^\circ$$

$$F_z = 46131,676 [N]$$

navrženo

vypočteno **Rov (14)**

Rov. (29)

Valivý odpor

$$F_{val} = \xi \cdot \frac{F_l}{R_4}$$

$$F_{val} = 0,005 \cdot \frac{14031,656}{0,05}$$

$$F_{val} = 1403,166[N]$$

$$\xi = 0,005$$

$$F_l = 14031,656[N]$$

$$R_4 = 0,05[m]$$

voleno dle [11]

vypočteno **Rov (29)**

navrženo

Rov. (30)

Celkové zatížení

$$F_H = F_{val} + F_k$$

$$F_H = 1403,166 + 13009,925$$

$$F_H = 15688,696[N]$$

$$F_{val} = 1403,166[N]$$

$$F_k = 13009,925[N]$$

vypočteno **Rov (30)**

vypočteno **Rov (28)**

Rov. (31)

Celkový moment

$$M_H = F_H \cdot R_5$$

$$M_H = 15688,696 \cdot 0,2$$

$$M_H = 3137,739[Nm^{-1}]$$

$$F_H = 15688,696[N]$$

$$R_5 = 0,2[m]$$

vypočteno **Rov (31)**

navrženo

Rov. (32)

Potřebný výkon

$$P_2 = M_H \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2$$

$$P_2 = 3137,739 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,047$$

$$P_2 = 926,135[W]$$

$$M_H = 3137,739[Nm^{-1}]$$

$$n_2 = 0,047[s^{-1}]$$

vypočteno **Rov. (32)**

vypočteno **Rov. (25)**

Rov. (33)

Navýšení výkonu o 20% pro snadný rozběh

$$P_{opt} = 1,2 \cdot P_2$$

$$P_{opt} = 1,2 \cdot 926,135$$

$$P_{opt} = 1111,362[W]$$

$$P_2 = 926,135[W]$$

vypočteno **Rov. (33)**

Rov. (34)

Kontrola jednotlivých komponentů

Kontrola rolny na otláčení

$$K_{\max} = k \cdot D \cdot b \cdot f_n$$

$$K_{\max} = 110 \cdot 10 \cdot 3 \cdot 2,057$$

$$K_{\max} = 6788,1[\text{kp}]$$

$$k = 110[\text{kpcm}^{-2}]$$

$$D = 10[\text{cm}]$$

$$b = 3[\text{cm}]$$

$$f_n = 2,057$$

voleno dle [11]
navrženo
navrženo
vypočteno **Rov. (36)**

Rov. (35)

Součinitel počtu otáček

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n_2}}$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{3,821}}$$

$$f_n = 2,057$$

$$n_2 = 3,821[\text{min}^{-1}]$$

vypočteno **Rov. (25)**

Rov. (36)

Převedení na jednotky SI

$$6788,1[\text{kp}] = 66570,896[\text{N}]$$

$$K_{\max} \triangleright F_z$$

$$66570,896 \triangleright 46131,676$$

Rov. (37)

Rolna kontrole vyhověla

$$K_{\max} = 66570,896[\text{Nm}]$$

$$F_z = 46131,676[\text{Nm}]$$

vypočteno **Rov. (35)**

vypočteno **Rov. (14)**

Kontrola lisovaného spoje

$$M_p = \pi \cdot 0,5 \cdot D_T^2 \cdot L_T \cdot p_T \cdot \nu$$

$$M_p = 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,075^2 \cdot 0,1 \cdot 25 \cdot 10^6 \cdot 0,35$$

$$M_p = 7727,343 [Nm]$$

Rov. (38)

$$D_T = 0,075 [m]$$

$$L_T = 0,1 [m]$$

$$p_T = 25 \cdot 10^6 [Pa]$$

$$\nu = 0,35$$

navrženo
navrženo
navrženo
odečteno z [11]

$$M_H < M_p$$

$$7399,423 < 7727,343$$

Rov. (39)

Lisovaný spoj kontrole vyhověl

$$M_H = 7399,432 [Nm]$$

$$M_p = 7727,343 [Nm]$$

vypočteno **Rov. (32)**
vypočteno **Rov. (38)**

Kontrola pera

$$F_{p1} = \frac{2 \cdot M_{H1}}{D_T}$$

$$F_{p1} = \frac{2 \cdot 7399,432}{0,075}$$

$$F_{p1} = 197318,186 [N]$$

Rov. (40)

$$M_{H1} = 1898,74 [Nm^{-1}]$$

$$D_T = 0,045 [m]$$

vypočteno **Rov. (32)**
navrženo

Kritická délka

$$l_{p1} = \frac{F_{p1}}{t_{per} \cdot p_{dov1}}$$

$$l_{p1} = \frac{197318,186}{0,0074 \cdot 200 \cdot 10^6}$$

$$l_{p1} = 0,133 [m]$$

Rov. (41)

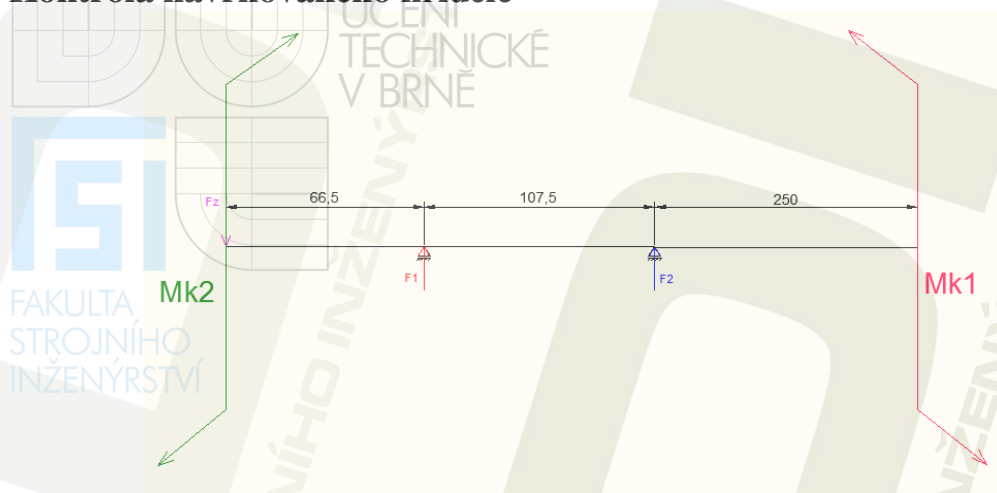
$$F_{p1} = 84388,444 [N]$$

$$t = 0,0055 [m]$$

$$p_{dov1} = 100 \cdot 10^6 [Pa]$$

vypočteno **Rov. (40)**
voleno z [11]
voleno z [11]

Kontrola navrhovaného hřídele



Obr. 41. Silový rozbor

$$F_{2R} = \frac{-F_z \cdot l_8}{l_9}$$

$$F_{2R} = \frac{-46131,676 \cdot 0,0665}{0,1075}$$

$$F_{2R} = -28537,269 [N]$$

Rov. (42)

$$F_z = 46131,676 [N]$$

$$l_8 = 0,0665 [m]$$

$$l_9 = 0,1075 [m]$$

vypočteno **Rov. (14)**
navrženo
navrženo

$$F_{1R} = F_z + F_{2R}$$

$$F_{1R} = 46131,676 + 28537,269$$

$$F_{1R} = 74668,945 [N]$$

Rov. (43)

$$F_z = 46131,676 [N]$$

$$F_{2R} = 28537,269 [N]$$

vypočteno **Rov. (14)**
vypočteno **Rov. (42)**

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_T^3}{32}$$

$$W_o = \frac{3,14 \cdot 0,075^3}{32}$$

$$W_o = 4,139 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

Rov. (44)

$$\pi = 3,14$$

$$D_T = 0,075 [m]$$

konstanta
navrženo

$$M_o = F_z \cdot l_8$$

$$M_o = 46131,676 \cdot 0,0665$$

$$M_o = 3067,756 [Nm]$$

$$F_z = 46131,676 [N]$$

$$l_8 = 0,0665 [m]$$

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o}$$

$$\sigma = \frac{3067,756}{4,139 \cdot 10^{-5}}$$

$$\sigma = 74118289,44 [Pa]$$

$$\sigma = 74,118 [MPa]$$

$$M_o = 3067,756 [Nm]$$

$$W_o = 4,139 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot D_T^3}{16}$$

$$W_k = \frac{3,14 \cdot 0,075^3}{16}$$

$$W_k = 8,279 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

$$\pi = 3,14$$

$$D_T = 0,075 [m]$$

Rov. (45)

vypočteno **Rov. (14)**
navrženo

Rov. (46)

vypočteno **Rov. (45)**
vypočteno **Rov. (44)**

Rov. (47)

konstanta
navrženo

$$\tau = \frac{M_H}{W_K}$$

$$\tau = \frac{7399,423}{8,279 \cdot 10^{-5}}$$

$$\tau = 89375806,26 [Pa]$$

$$\tau = 89,375 [MPa]$$

VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

$$M_K = 7399,432 [Nm]$$

$$W_K = 8,279 \cdot 10^{-5} [Nm]$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{74,118^2 + 3 \cdot 89,375}$$

$$\sigma_{red} = 75,905$$

$$\sigma = 74,118 [MPa]$$

$$\tau = 89,375 [MPa]$$

$$K_K = \frac{Re}{\sigma_{red}}$$

$$K_K = \frac{460}{75,905}$$

$$K_K = 6,060$$

$$Re = 460 [MPa]$$

$$\sigma_{red} = 75,905 [MPa]$$

Hřídel kontrolé vřovel.

vypočteno v **Rov. (32)**
vypočteno v **Rov. (48)**

Rov. (48)

vypočteno **Rov. (46)**
vypočteno **Rov. (49)**

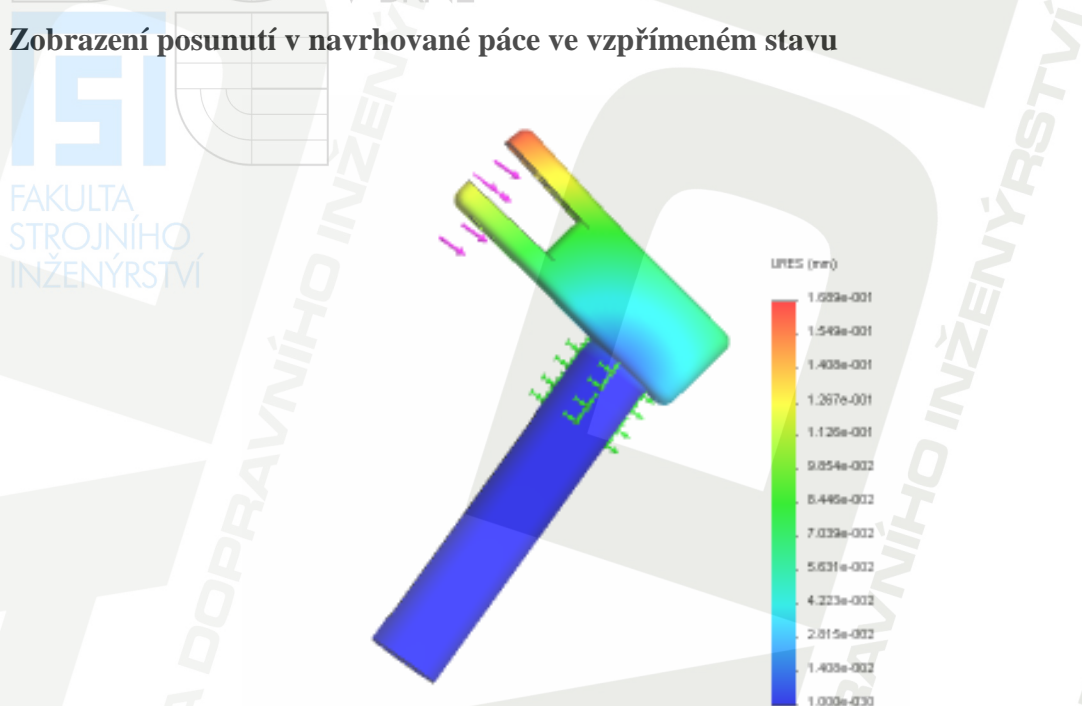
Rov. (49)

stanoveno pro daný materiál
vypočteno **Rov. (50)**

Rov. (50)

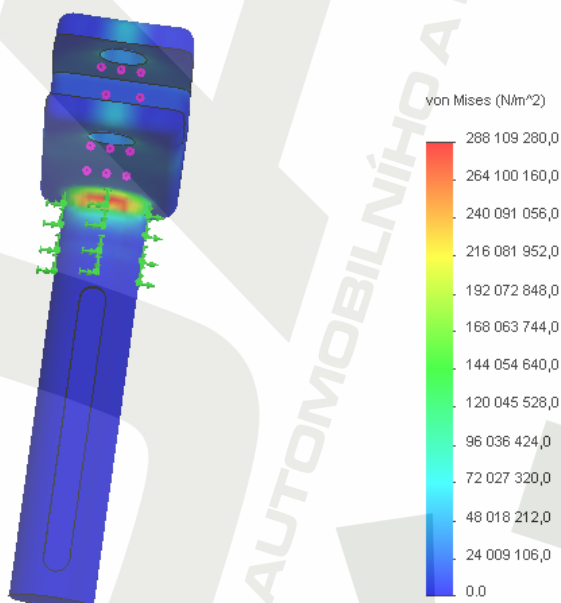
Schématické znázornění průběhu napětí a posunutí provedeno metodou MKP v programu SolidWorks

Zobrazení posunutí v navrhované páce ve vzpřímeném stavu



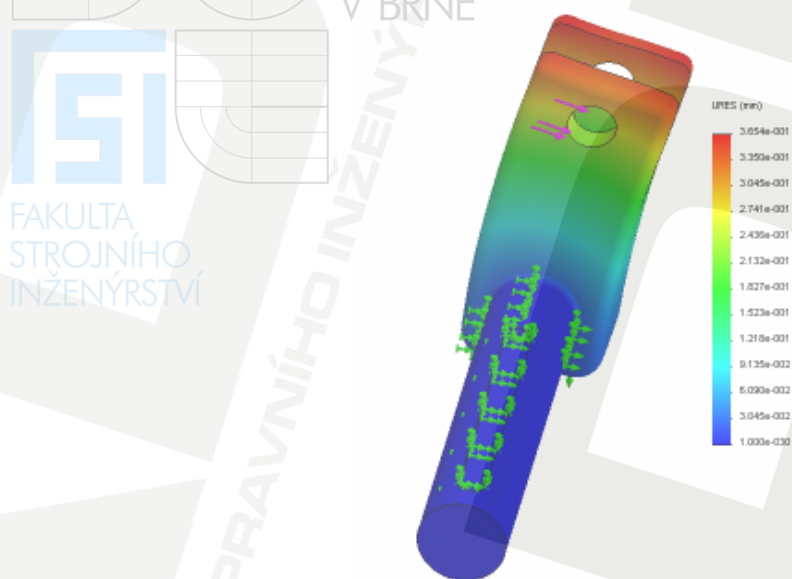
Obr. 42. MKP rozbor

Zobrazení napětí v navrhované páce ve vzpřímeném stavu



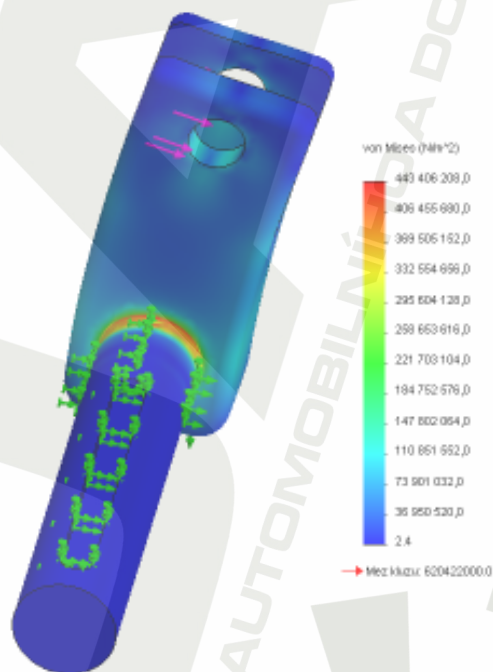
Obr. 43. MKP rozbor

Zobrazení posunutí v navrhované páce ve spuštěném stavu



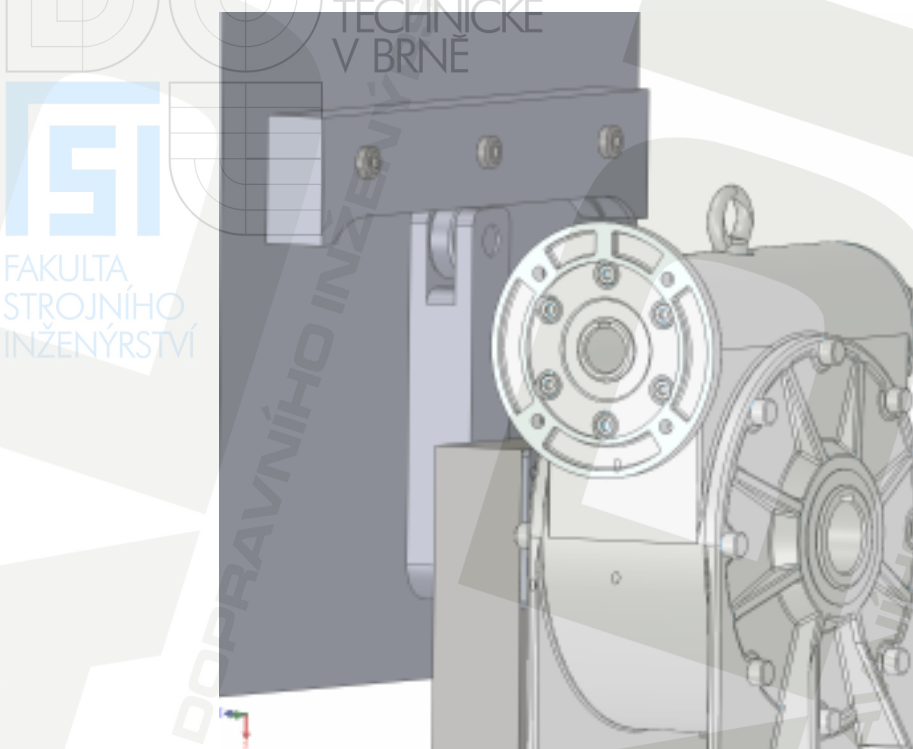
Obr. 44. MKP rozbor

Zobrazení napětí v navrhované páce ve spuštěném stavu

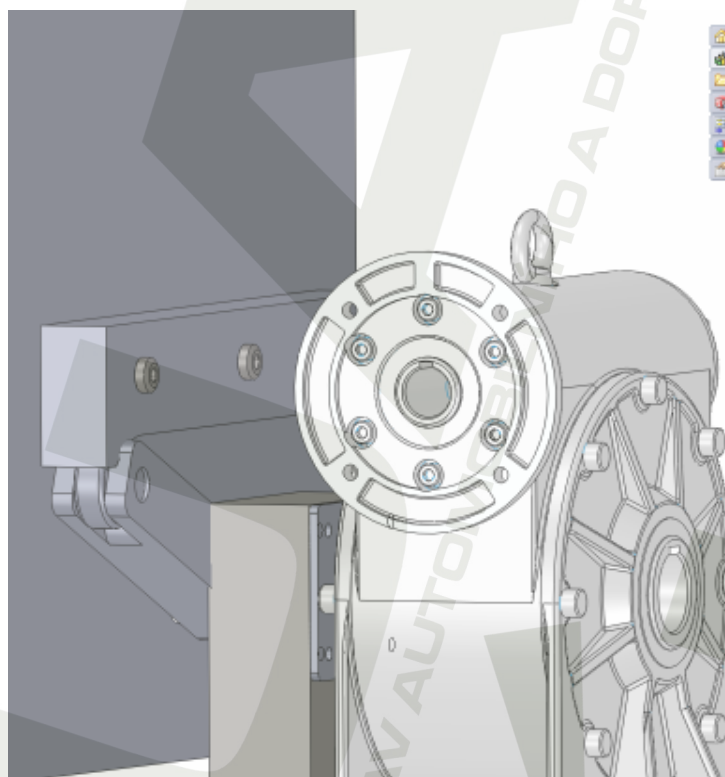


Obr. 45. MKP rozbor

Schéma navrhovaného pohonu zdvihu za použití zvedací páky



Obr. 46. 3D model zařízení se zdvihací pákou



Obr. 47. 3D model zařízení se zdvihací pákou í

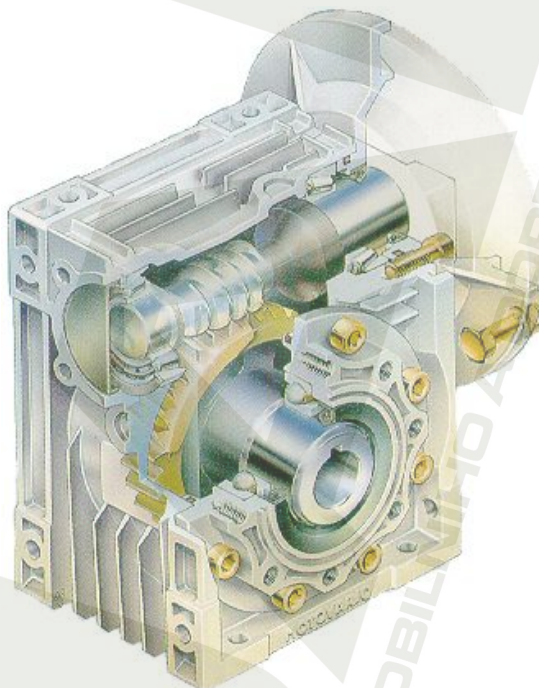
Zařízení která vyžadují předchozí návrhy:

Vzhledem k velmi nízkým otáčkám navrhovaných řešení je zapotřebí použití předřadné převodovky vyráběné společností Tos Znojmo a. s.

Z důvodu samosvornosti bylo navrženo užití šnekové převodovky pro pohon vačkového mechanismu a mechanismu se zvedací pákou, který nahradí stávající zařízení pro zdvih nízkozdvizného vozíku[7].

Šneková převodovka

Šneková soukolí slouží k vytvoření kinematické a silové vazby mezi dvěma mimoběžnými hřídeli v místě nejkratší příčky. Úhel mimoběžných os bývá nejčastěji $\Sigma = 90^\circ$. Šneková soukolí jsou speciálním případem šroubového soukolí, kde snížením počtu zubů pastorku přejde tento v jednochodý nebo vícechodý šroub, který se nazývá šnek. Protikolo se nazývá šnekové kolo.



Obr. 48. Šneková převodovka

Základní parametry šnekové převodovky pro obě aplikace

3,97 kW		$n_1=1400[\text{min}^{-1}]$		90-4p	St.mot.příruba
n_2	i	M_2	S_f	velikost	
$[\text{min}^{-1}]$	$[-]$	$[\text{Nm}]$	$[-]$	$[-]$	
31	90	408	1,6	MRT120	F120S (130)

Tab. 2 Parametry šnekové převodovky

Koncový spínač

Obě předchozí varianty musí být opatřeny kontrolou polohy pro zastavení pohonu v případě úplného zdvihu nebo pro úplně spuštěnou polohu vyráběné společností TER Česká s. r. o.



Obr. 49. Provedení koncových spínačů

Pracovní teplota	Krytí	Izolační třída	Jmenovitý proud	Pracovní napětí	Mechanická životnost	Vstup kabelů	Max. frk. spínání za 1hod	Homologace
°C			A	V Ac	Operace			
-25/+70	Ip 65	II	3	250	10 000 000	PG 13,5	3600	CE

Tab. 3 Parametry koncových spínačů

Koncové spínače SERIE 7000 jsou určeny ke kontrole pohybů kladkostrojů nebo jiných zařízení. Jako pomocné ovladače se podílí na řízení kontrolních obvodů napájení (stykače, PLC).

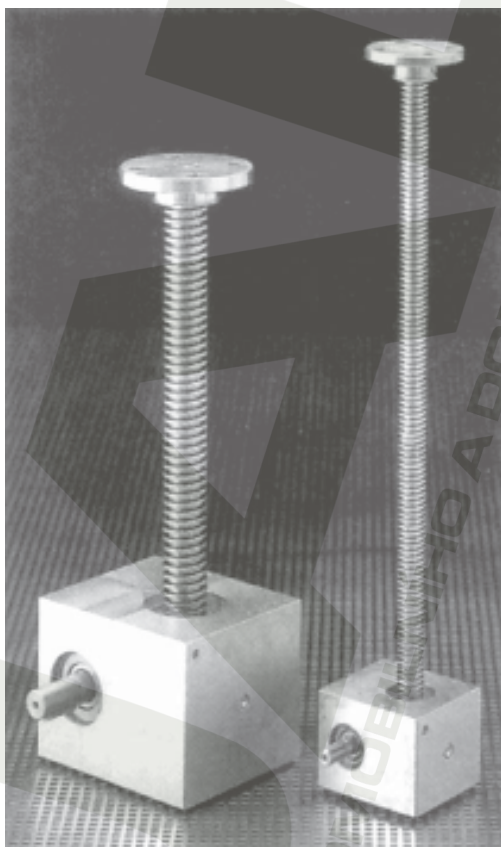
Kryt a víko spínačů SERIE 7000 STANDARD jsou vyrobeny z termoplastu (nylon vyztužený skelnými vlákny). Použitý materiál se vyznačuje vysokou odolností vůči povětrnostním podmínkám a zaručuje dokonalou ochranu dalších součástek před vodou a prachem. Standardně jsou koncové spínače osazeny jednou až dvěma dvojitými spínacími jednotkami 1NC+1NO s mžikovými kontakty PRSL0036XX. Na přání je možné použít jednoduché spínací jednotky 1NC s kluznými kontakty. [8]

3) Využití zdvižné převodovky

Jako první varianta náhrady stávajícího hydroagregátu bylo zvoleno použití zdvižné převodovky vyráběné společností T.E.A. Technik, s.r.o. Brno.

Základní parametry

Konstrukce zdvižných převodovek pro pohon šroubů série SE a SEO byla vyvinuta pro malé až střední zdvihové pohyby. Vzájemně přesně sladění uložení převodovky a trapézového šroubu zaručují bezproblémový průběh pracovních cyklů, dosahují zdvižných sil 2 - 100 kN. Dodávají se v provedení s výsuvným šroubem a rotujícím šroubem. Pro provoz ve zvláště náročných podmínkách byly vyvinuty zdvižné převodovky pro pohon šroubů série SH. Mají mazání olejovou lázní, vynikající uložení, dosahují zdvižných sil 5 až 100 kN, rychlosti zdvihu 3 m/min. [9]

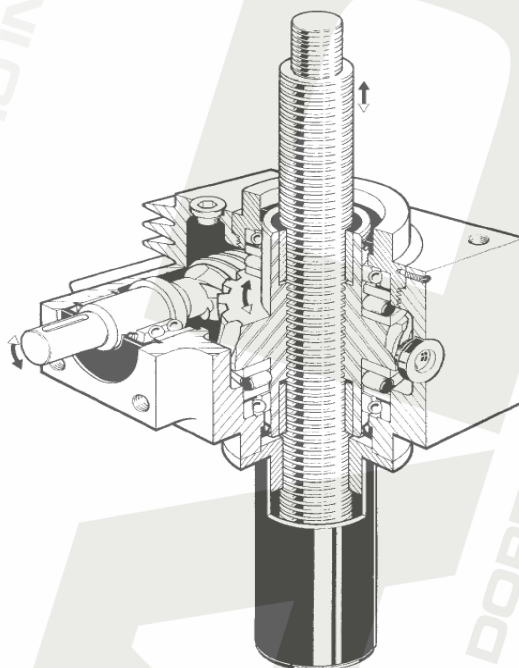


Obr. 50. Zdvizná převodovka

Provedení

Zdvíhací převodovka typ SEO 50-N

Trapézový šroub se pohybuje bez rotace v axiálním směru. Tento šroub musí být zajištěn proti otáčení spolu se šnekovým kolem pomocí montážního upevnění nebo pomocí pojistky proti pootočení, která je umístěna v ochranné trubce ve spodní části. [9]

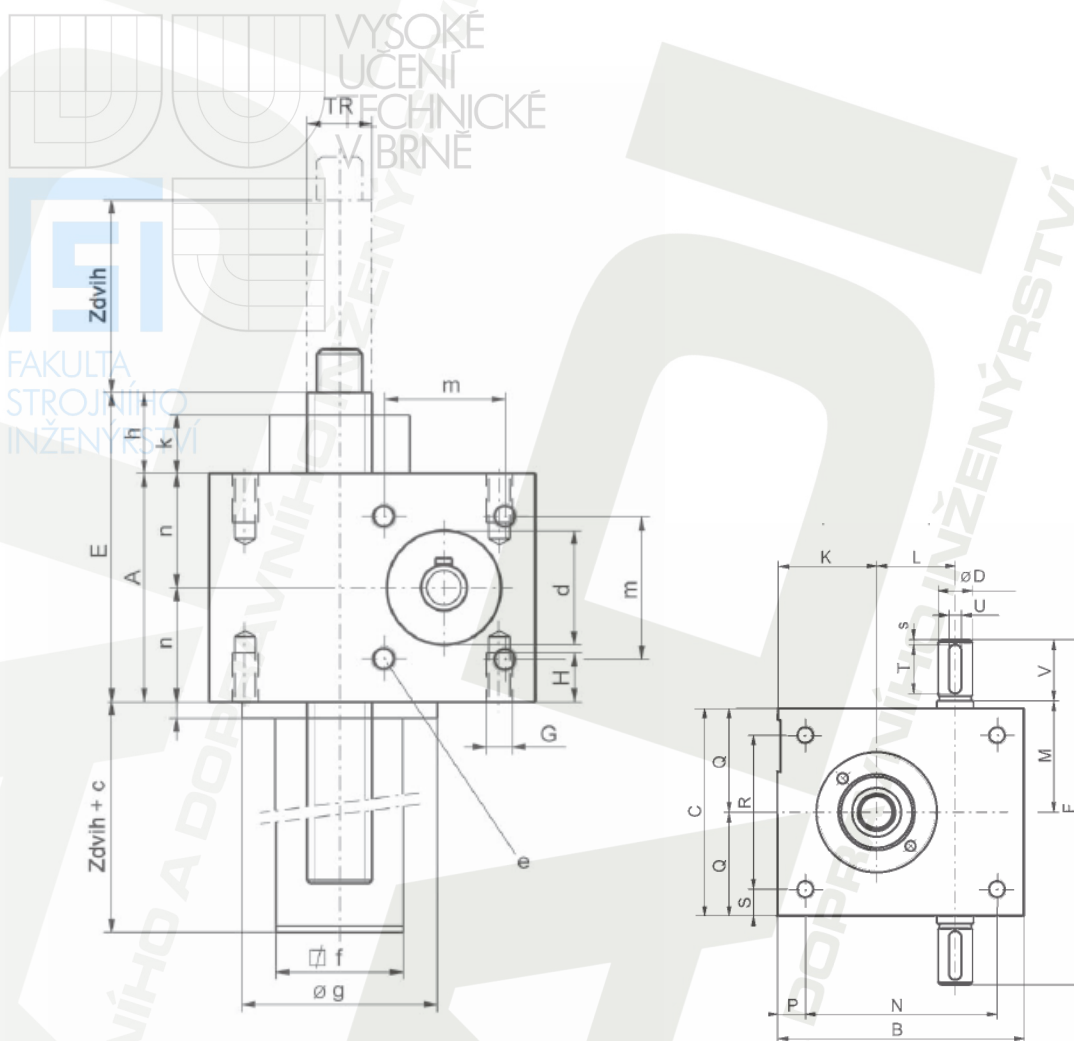


Obr. 51. Náčrtes principu funkce zařízení

Základní parametry

Max. zdvižná síla[N]	Max. počet otáček vstupní hřídele min-1	Max. vstupní krouticí moment vztaheno na 1500 min ⁻¹ [Nm]	Průměr trapézového šroubu	Převod	Zdvih / otáčka vstupní hřídele	Materiál	Hmotnost bez šroubu	Mazání
50 000	3000	24,7	TR 40x7	7:1	1 mm	Slitina hliníku	14 kg	Olej

Tab. 4 Parametry zdvižné převodovky



Obr. 52-53. Provedení zdvižné převodovky SEO 50-N

A	B	C	D ^{k7}	E	F	G	H	K	L	M	N	P
150	188	168	24	205	252	M16	24	74	63	86,0	160	14

Tab. 5 Základní rozměry zdvižné převodovky

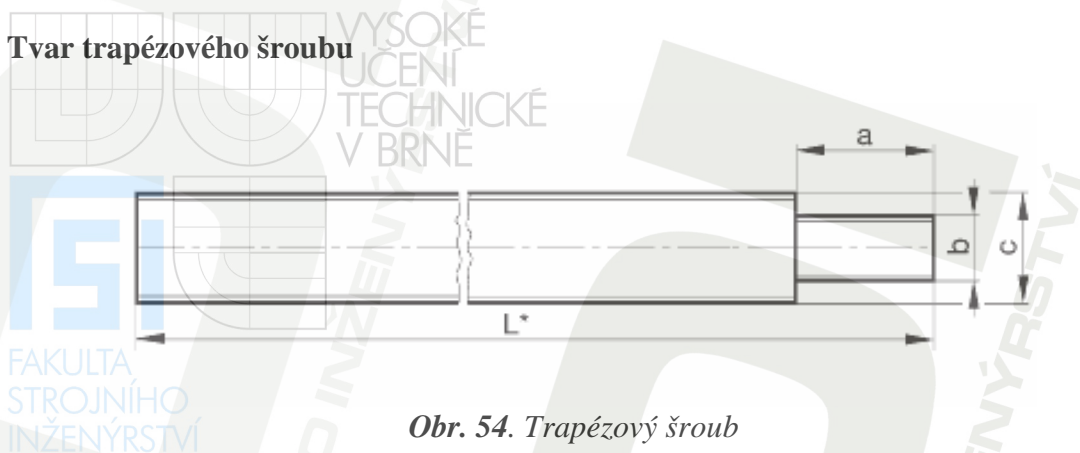
Q	R	S	T	U ^{h9}	V	W	X	Y	TR	b	c	d ^{h7}
84	140	14	32	8	40	223	66	73	40x7	7	72	62 t=3,0

Tab. 6 Základní rozměry zdvižné převodovky

e	f	g	h	k	l	m	n	q	r	s	t	u
M10x22	60	115	55	48	5	46x80	75	90	5	4,0	7	80

Tab. 7 Základní rozměry zdvižné převodovky

Tvar trapézového šroubu

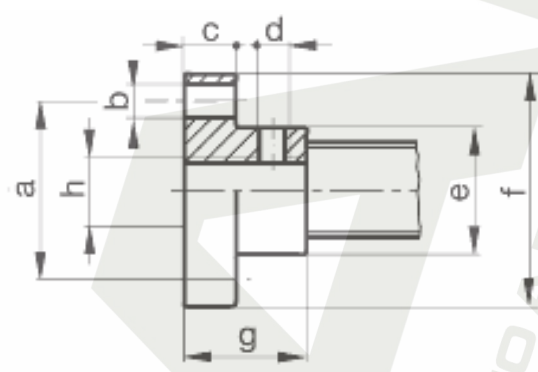


Obr. 54. Trapézový šroub

a	b	c	L
29	M30	TR 40x7	279+125

Tab. 8 Základní rozměry trapézového šroubu

Tvar příruby pro upevnění



Obr. 55. Uložení šroubu a jeho připojení

a	b	c	d	e	f	g	h
Ø 85	4xØ 13,0	15	M8	Ø 60,0	Ø 110	30	M30

Tab. 9 Základní rozměry uložení šroubu

Provozní podmínky

Kromě maximální přípustné zdvižné síly, vstupního momentu a vstupních otáček je nutné dodržovat hodnoty vyplývající z níže uvedeného grafu doby provozu. V případě překročení maximální přípustné doby provozu dochází k přehřívání převodovky i šroubu. Důsledkem toho je předčasné opotřebení. Dále je především u dlouhých, tenkých a nevedených šroubů nutné prověřit přípustnou vzpěrnou sílu. U rotujících vřeten je nutné zkontrolovat kritické otáčky. [9]

Aby nedošlo k přehřátí a k následnému snížení životnosti musí být převodovka v provozu jen 80% za 10 minut při otáčkách 1500 min^{-1} při otáčkách 3000 min^{-1} se tato doba zkracuje o polovinu na 40% doby provozu v 10 min.

Výrobce garantuje dobu provozu $t_p=10\,000$ hod.

Výpočet maximálního počtu zdvihů za dobu životnosti

$$Z = \frac{10 \cdot t_{p \max} \cdot 360 \cdot t_p}{2 \cdot t_2}$$

$$Z = \frac{10 \cdot 0,40 \cdot 360 \cdot 10000}{2 \cdot 2,5}$$

$$Z = 2880000 \text{ zdvihů}$$

Rov. (51)

$t_p=10\,000$ [hod]

$t_{p \max}=40\%$

$t_c=10$ [min]

$t_2=2,5$ [s]

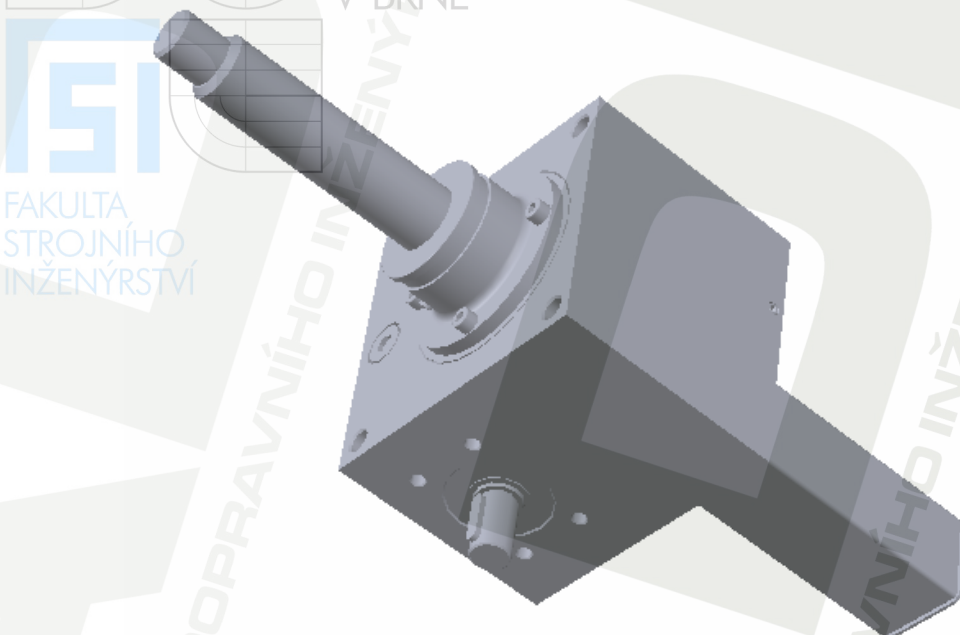
garantováno výrobcem
doporučeno výrobcem
stanoveno výrobcem
vypočteno **Rov. (56)**

Počet cyklů zdvihu je dostatečný

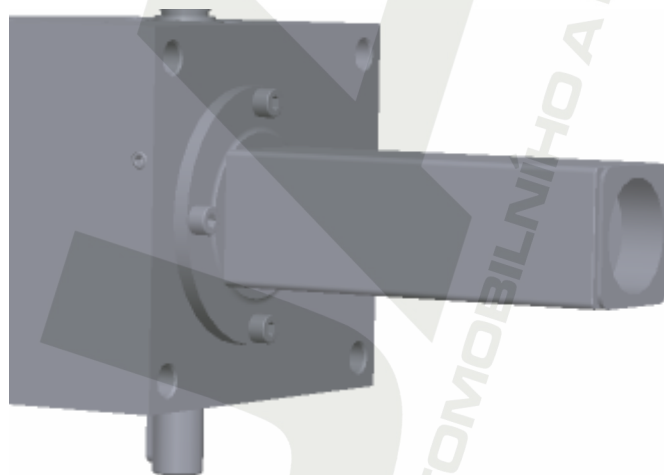
Pokyny výrobce na údržbu

Zdvižné převodovky pro pohon šroubu typu SEO jsou mazané olejem. Po cca 600 provozních hodinách nebo 18 měsících doporučujeme výměnu olejové náplně. [9]

Model zdvižné převodovky v 3D softwaru



Obr. 56. 3D model zdvižné převodovky



Obr. 57. 3D model zdvižné převodovky

Kontrola rychlosti zdvihu

$$K = n_{mot} \cdot n_{vst}$$

$$K = 3000 \cdot 1$$

$$K = 3000 [mm \cdot min^{-1}]$$

$$n_{mot} = 3000 [min^{-1}]$$

$$n_{vst} = 1 [mm]$$

voleno
odečteno **Tab. 4**

Rov. (52)

$$v_{zdv} = \frac{K}{t_{min}}$$

$$v_{zdv} = \frac{3}{60}$$

$$v_{zdv} = 0,05 [ms^{-1}]$$

vypočteno **Rov. (53)**
voleno

Rov. (53)

$$K = 3 [m]$$

$$t_{min} = 60 [s]$$

Porovnání požadované rychlosti s rychlostí zadanou

$$v_{zdv} = v$$

$$0,05 \neq 0,06$$

vypočteno **Rov. (54)**
odečteno **Tab. 1**

Rov. (54)

$$v_{zdv} = 0,05 [s]$$

$$v = 0,06 [s]$$

Rychlost zdvihu nevyhovuje zadaným parametrům

Výpočet času zdvihu

$$t_2 = \frac{h}{v_{vzv}}$$

$$t_2 = \frac{0,125}{0,05}$$

$$t_2 = 2,5 [s]$$

odečteno **Tab. 1**
vypočteno **Rov. (55)**

Rov. (55)

$$h = 0,125 [m]$$

$$v_{vzv} = 0,05 [ms^{-1}]$$

Kontrola šroubu na vzpěr

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d_s^4}{32}$$

$$J_{\min} = \frac{3,14 \cdot 0,04^4}{32}$$

$$J_{\min} = 2,512 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

$$d_s = 0,04 [m]$$

$$\pi = 3,14$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_{red}^2}$$

$$F_{kr} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,512 \cdot 10^{-7}}{0,808^2}$$

$$F_{kr} = 796664,572 [N]$$

$$\pi = 3,14$$

$$l_{red} = 0,808 [m]$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} [Pa]$$

$$J_{\min} = 0,794 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

$$l_{red} = \eta \cdot l$$

$$l_{red} = 2 \cdot 0,404$$

$$l_{red} = 0,808 [m]$$

$$l = 0,404 [m]$$

$$\eta = 2$$

$$F_{kr} > F_Z$$

$$796664,572 > 46131,676$$

ŠROUB KONTROLE NA VZPĚR VYHOVĚL

$$F_{kr} = 796664,572 [Nm]$$

$$F_Z = 46131,676 [Nm]$$

odečteno **Tab. 1**
konstanta

Rov. (56)

konstanta
vypočteno **Rov. (59)**
voleno z **[11]**
vypočteno **Rov. (57)**

Rov. (57)

voleno dle tabulky
voleno z **[11]**

Rov. (58)

Rov. (59)

vypočteno **Rov. (58)**
vypočteno **Rov. (14)**

Nutná budící frekvence pro asynchronní motor

$$f_3 = \frac{p \cdot n_{m3}}{60 \cdot (1-s)}$$

$$f_3 = \frac{2 \cdot 3000}{60 \cdot (1-0,09)}$$

$$f_3 = 109,890 [Hz]$$

$p=2$
 $n_{m3}=3000$
 $s=9\%$

voleno pro standardní elektromotor
 voleno
 voleno pro standardní elektromotor

Rov. (60)

Výpočet výkonu

Vstupní kroutící moment

$$M_{H2} = F_z \cdot 0,513 + 0,67$$

$$M_{H2} = 46,131676 \cdot 0,513 + 0,67$$

$$M_{H2} = 24,336 [Nm]$$

vypočteno **Rov. (14)**

Rov. (61)

$F_z=46,131676[kN]$

Potřebný výkon motoru

$$P_3 = \frac{M_{H2} \cdot n_{mot2}}{9550}$$

$$P_3 = \frac{24,336 \cdot 3000}{9550}$$

$$P_3 = 7,645 [kW]$$

vypočteno **Rov. (62)**
 navrženo

Rov. (62)

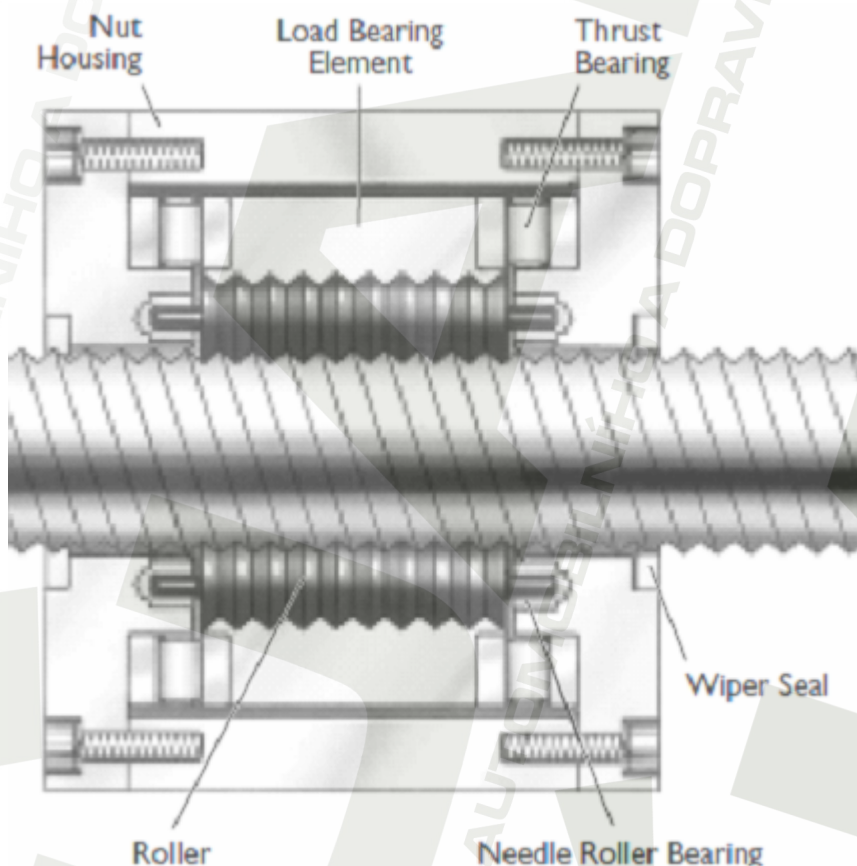
$M_{H2}=24,336[Nm]$
 $N_{mot2}=3000[min^{-1}]$

4) Využití elektrického aktulátoru

Jako další varianta náhrady stávajícího hydroagregátu bylo zvoleno použití elektrického aktulátoru vyráběného společností Power Jacks Group Scotland.

Základní popis

Elektro-mechanické lineární pohony které se skládají buď z planetového kolečkového šroubu nebo kuličkového šroubu, poháněné elektromotorem, přes převodovku. Šroub převádí rotační pohyb na pohyb lineární. Tento unikátní princip je chráněn patentem. Systém nemá téměř žádnou axiální vůli a vyznačuje se malým opotřebením, vysokou mechanickou a dynamickou účinností. Tento lineární aktulátor vyrábí společnost Power Jacks Group Scotland. Modelová řada **Rolaram Linear actuators**. Tyto pohony mohou snadno v některých aplikacích nahradit hydraulické válce. Jsou nabízeny v různém provedení pro dynamická zatížení od 4 kN do 400 kN (0,4 do 40 tun). K dispozici je široký výběr rychlosti, od méně než 250 mm/min až 7000 mm/min. Rozsahu otáček je dosaženo kombinací převodového poměru. [10]

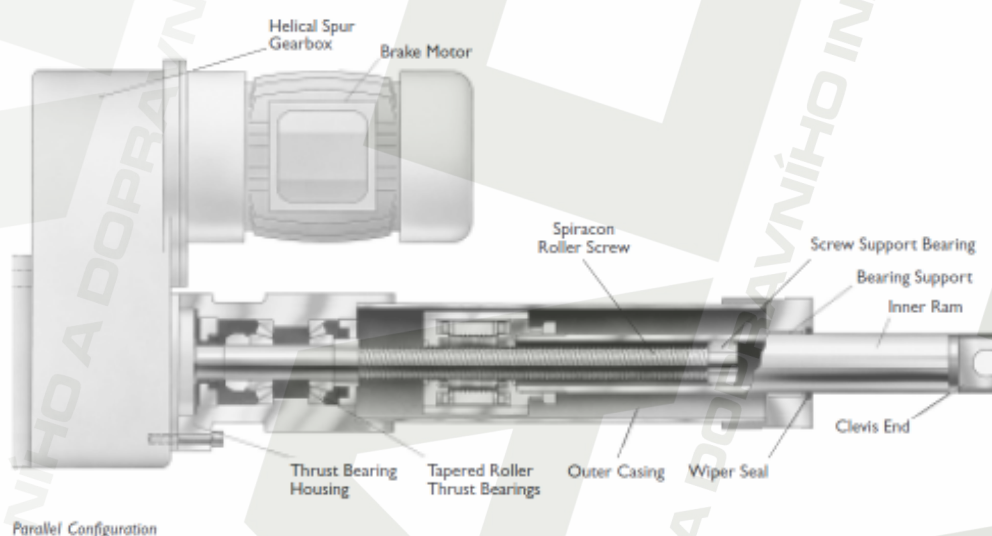


Obr. 58. Princip funkce válečkového šroubu v aktulátoru

Výhody Rolaram Linear actuators

- 1) Vysoká účinnost mechanismu a převodovky
- 2) Vysoká dynamická únosnost
- 3) Široký rozsah rychlostí
- 4) Snadná synchronizace více zařízení
- 5) Přesná opakovatelnost polohy
- 6) Dlouhá životnost a nízké nároky na údržbu a provozní náklady
- 7) Čistý provoz a nízká hlučnost
- 8) Snadná instalace, není zapotřebí žádné potrubí, ani ventilů
- 9) Nemůže dojít k úniku oleje, znečištění nebo k případnému požáru

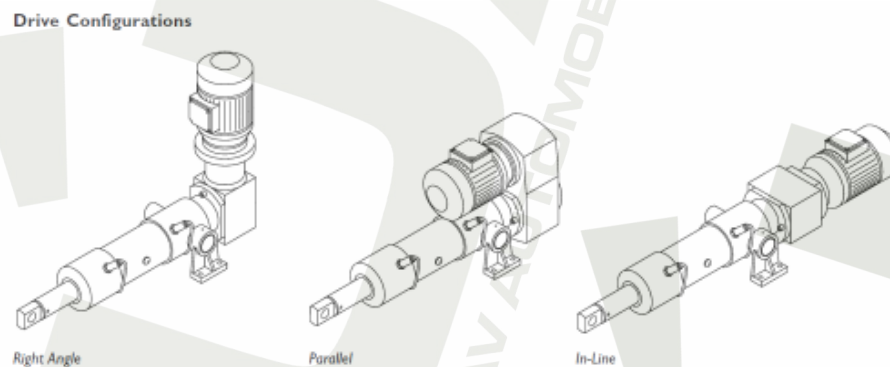
Nákres činnosti Rolaram Linear Actuators



Obr. 59. Provedení celého aktulátoru

Základní typy provedení elektrického aktulátoru

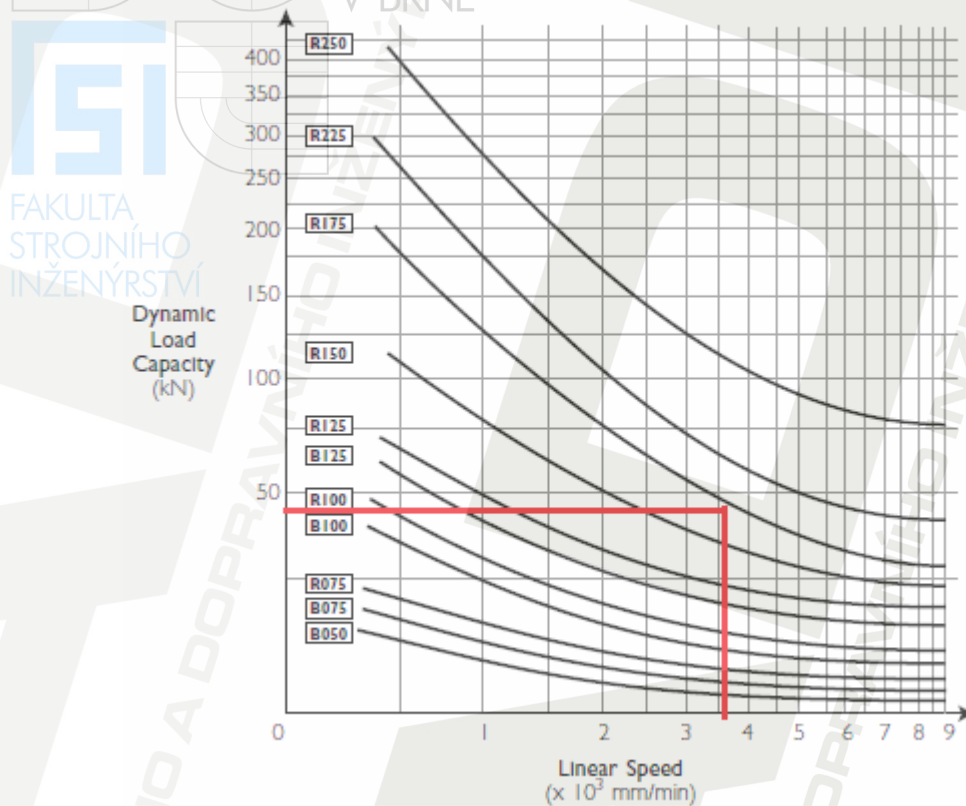
Na trhu jsou tři základní varianty uspořádání tohoto zařízení



Obr. 60. Možnosti umístění el. motoru

Výběr konkrétního modelu pro zadané parametry

Z grafu lze vyčíst závislost zatížení na lineární rychlosti u vyráběných typů aktulátoru. [10]



Grf. 1. Závislost dynamického zatížení na rychlost zdvihu

Pro stanovení správného typu jsem dosadil zadanou hodnotu zdvihu a potřebnou dynamickou únosnost.

Převod rychlosti zdvihu na požadované jednotky

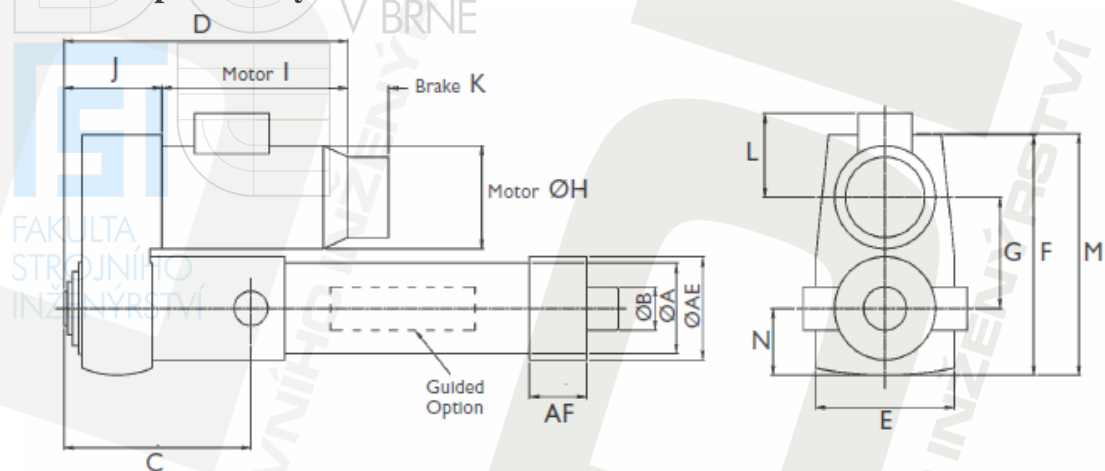
$$v = 0,06 [ms^{-1}]$$

$$v = 3,6 \cdot 10^3 [mm \min^{-1}]$$

Rov. (63)

Linear actuator model B1004100

Základní parametry



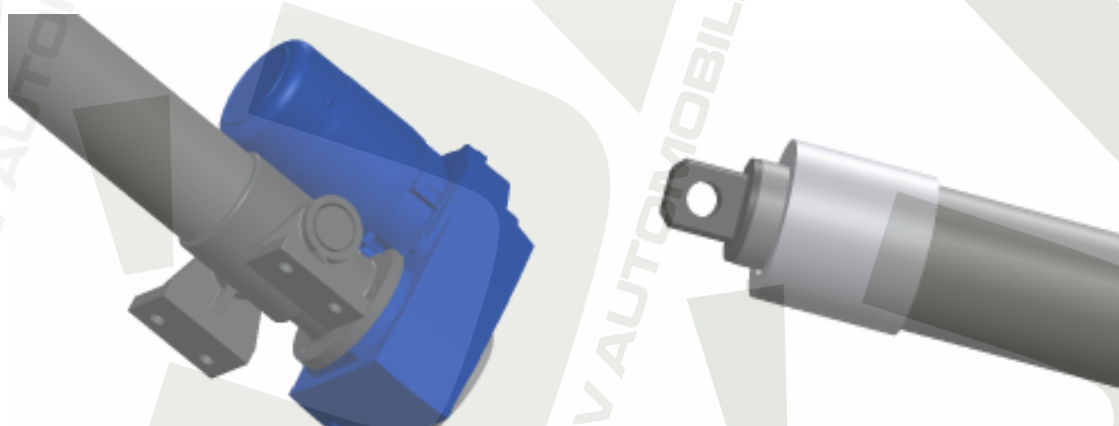
Obr. 61. Provedení aktulátoru

Katalogové číslo	Zdvihová rychlost [mm min ⁻¹]	Dynamická únosnost [kN]	Výkon motoru [kW]	Max. zdvih v tomto provedení [mm]	Váha zařízení [kg]
R175 3610	3610	51,8	4,0	4000	165

Tab. 10 Základní parametry aktulátoru

øA	øB	C	D	E	F	G	øH	I	J	K	L	M	N	AE	AF
19	11	38	54	25	45	20	20	34	20	9	15	43	12	20	16
5	0	5	5	5	4	6	3	5	0	0	8	8	3	6	5

Tab. 11 Základní rozměry aktulátoru



Obr. 62. 3D model aktulátoru

5) Kuličkový šroub

Jako další varianta náhrady stávajícího hydroagregátu bylo zvoleno použití kuličkového šroubu vyráběného společností Huwin s. r. o.

Kuličkové šrouby jsou konstrukčními prvky pohybových ústrojí převádějících s vysokou účinností rotační pohyb na přímočarý, vyznačující se vysokou tuhostí, přesností a trvanlivostí.

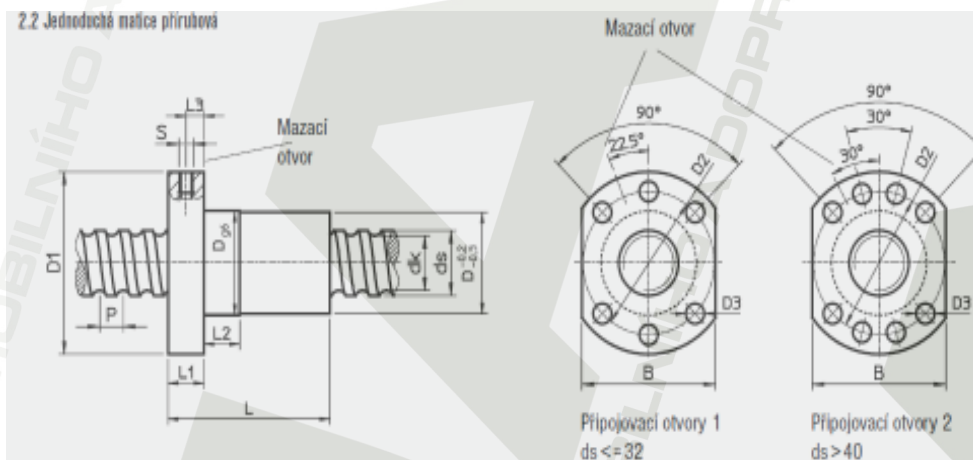
Základní parametry

Kuličkové šrouby vyžadují přesné a tuhé uložení s rovnoběžností kuličkového šroubu a vodících ploch do 0,02 mm/1000 mm, rovněž uložení maticové jednotky musí zajišťovat její kolmost k podélné ose šroubu do 0,02 mm/1000 mm.

Maticové jednotky mohou být zatěžovány pouze v axiálním směru. U dlouhých a štíhlých kuličkových šroubů musí být konstrukcí pohybového ústrojí vhodně eliminován průhyb hřídele vzniklý jeho hmotností. [10]

Kuličkový šroub typ R50-10k6-FSDIN

Provedení matice



Obr. 64. Schéma provedení kuličkového šroubu

ds	p	D g6	D1	D2	D3	Uspořádání otvorů	L
50	10	75	110	93	11	2	98

Tab. 12 Základní parametry kuličkového šroubu

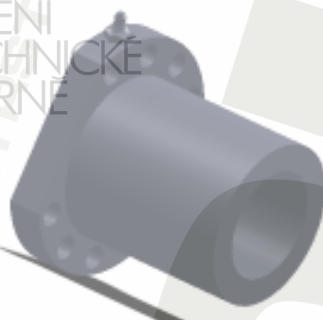
L1	L2	L3	S	B	dk	Dynam. únosnost	Stat. únosnost	Hmotnost
16	16	8	M8x1	85	45,8	52800	106800	1,61

Tab. 13 Základní parametry kuličkového šroubu



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

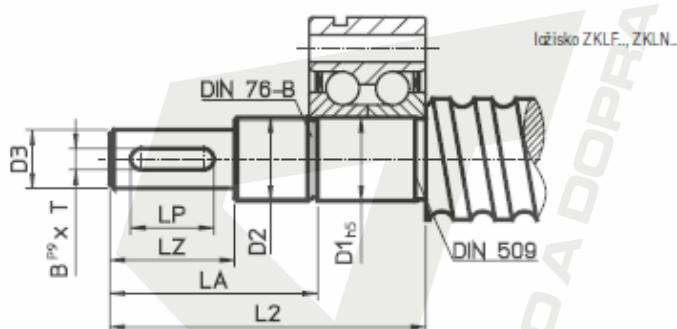


Obr. 64. 3D model matice kuličkového šroubu

Standardní uložení kuličkového šroubu

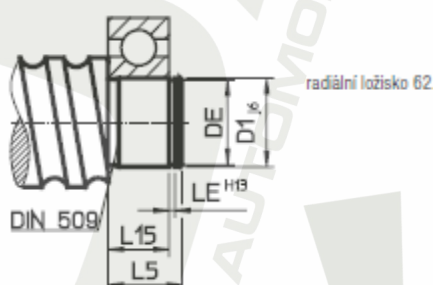
Zde je uvedeno standardní ukončení šroubů s radioaxiálním ložiskem. Tento typ dodává přímo výrobce.

Typ S2



Obr. 65 Uložení spodního konce kuličkového šroubu

Typ S5



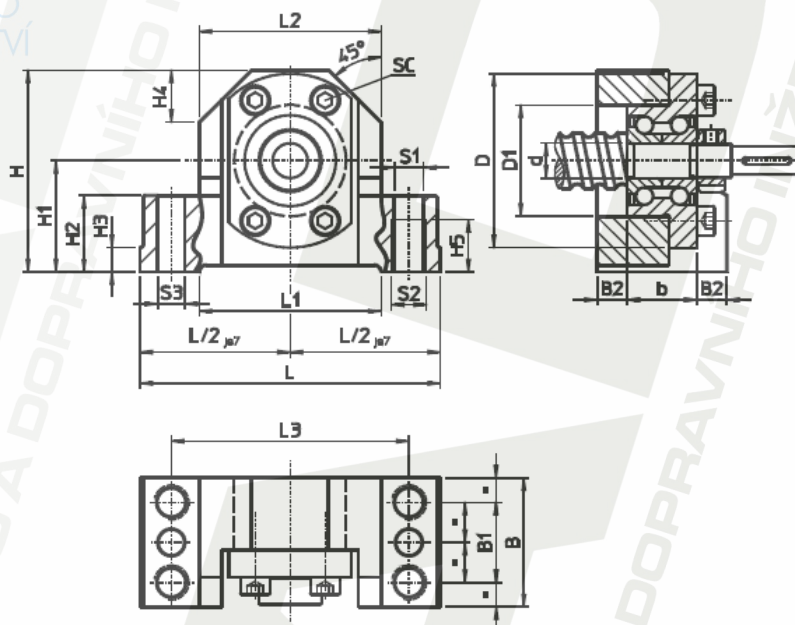
Obr. 66 Uložení spodního konce kuličkového šroubu

D1	D2	D3	L1	L2	L3	L4	L5	L7	L11
40	M40x1,5	32k6	119	135	55	355	22	202	184

Tab. 14 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

L12	L13	L14	L15	DE	LE	LA	LP	LZ	BxT
24	150	309	18	37,5h12	1,85	104	56	80	10x5

Tab. 15 Základní parametry uložení kuličkového šroubu



Obr. 67 Schéma ložiskového domku pro uložení kuličkového šroubu ve spodní části

L	L1	L2	L3	H	H1 JS7	H2	H3
146	82	104	125	112	60	32	13

Tab. 16 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

H4	H5	d	D	D1	B	B	B1
30	21	40	100	66	34	59	34

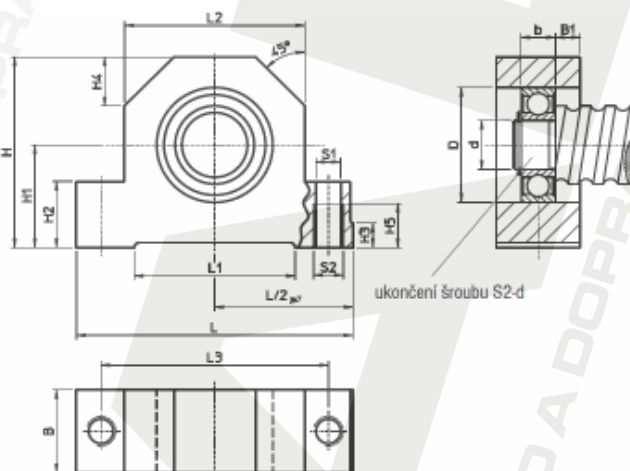
Tab. 17 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

B2	S1 H12	S2	S3	Radioaxiální ložisko	Pojis. matice	SC DIN 912 10,9
12,5	12,6	M14	9,7	ZKLF40100,2RSPE	HIR 40	4xM8x50

Tab. 18 Základní parametry uložení kuličkového šroubu



Obr. 68 3D model ložiskového domku pro uložení kuličkového šroubu ve spodní části



Obr. 69 Schéma ložiskového domku pro uložení kuličkového šroubu v korní části

L	L1	L2	L3	H	H1 JS7	H2	H3	H4
146	82	104	125	112	60	32	13	30

Tab. 19 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

H5	b	B	B1	S1 H12	S2	D	D J6	Poj. Krouž DIN 471
21	18	44	13	12,6	M14	40	80	40x 1,75

Tab. 20 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

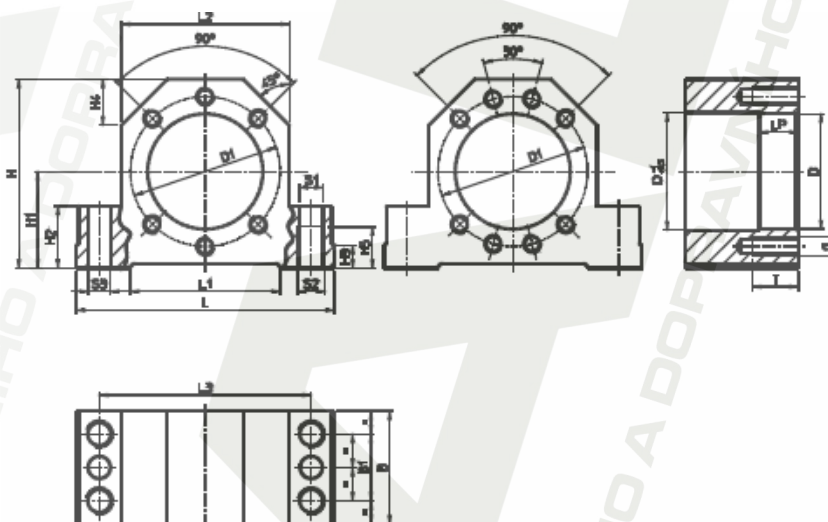


VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



Obr. 70 3D model ložiskového domku pro uložení kuličkového šroubu v korní části

Příruba pro matici



Obr. 71 Uložení matice

L	L1	L2	L3	H	H1 JS7	H2
146	82	104	125	115	60	32

Tab. 21 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

H3	H4	H5	D H8	D1	LP	B
13	30	21	75	93	16	59

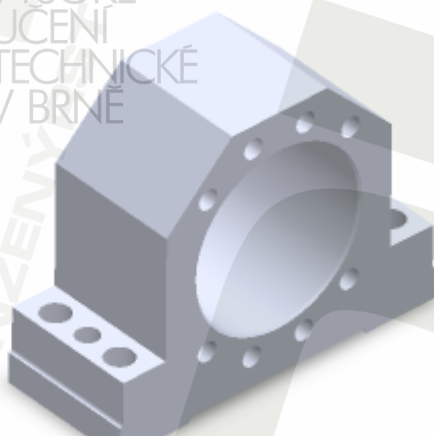
Tab. 22 Základní parametry uložení kuličkového šroubu

B1	S1 H12	S2	S3	Uspoř. otvorů	G	T
34	12,6	M14	9,7	2	M10	25

Tab. 23 Základní parametry uložení kuličkového šroubu



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ

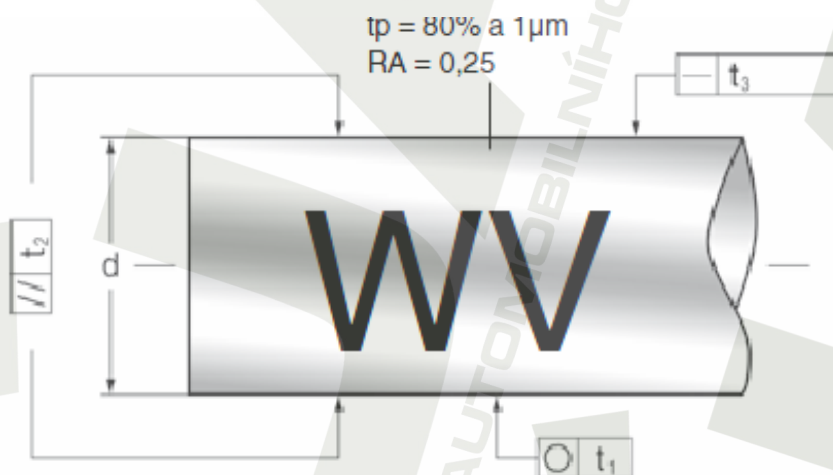


Obr. 72 3D model uložení matice

Na doporučení výrobce je nutno zajistit vedení kuličkového šroubu ve svislém směru aby nedocházelo k průhybu šroubu. Jako vedení byly zvoleny vodící tyče s kuličkovými pouzdry.

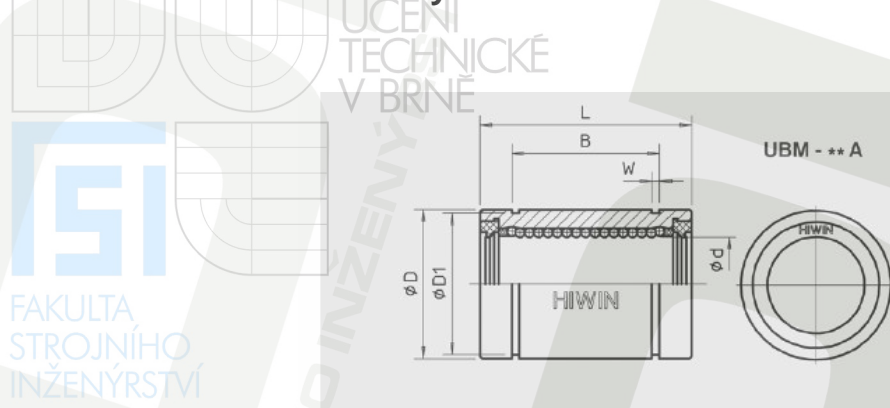
Popis vodící tyče tvrděchromované

Tyto vodící tyče jsou kalené broušené přesnost h6, tvrdost 62 HRC, max. délka 6000 mm průměry 6 - 80 mm



Obr. 73. Vodící tyč

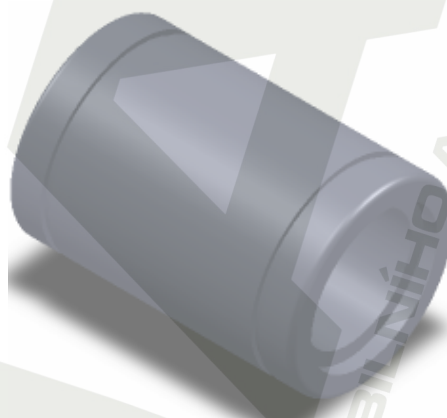
Jezdec lineární tandemový



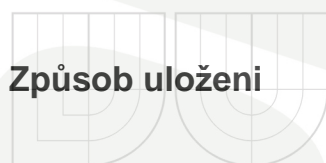
Obr. 74. Jezdce

d	Počet drah	D	L	Dyn. zatížení	Stat. zatížení
25	8	40	58	1370	3470

Tab. 24 Základní parametry lineárního jezdce



Obr. 75. 3D model jezdce



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



1,88

koefficient uložení k_d

uložení konců



pevné



volné



letmé

Obr. 76 Stanovení koeficientu uložení

Stanovení kritických otáček

$$\eta_k = k_d \cdot \frac{d_k \cdot 10^8}{l_k^2}$$

$$\eta_k = 1,88 \cdot \frac{50 \cdot 10^8}{150^2}$$

$$\eta_k = 417777,778 [\text{min}^{-1}]$$

Rov. (64)

$$k_d = 1,88$$

$$d_k = 50 [\text{mm}]$$

$$l_k = 150 [\text{mm}]$$

navrženo

navrženo

navrženo

Stanovení max. přípustných otáček

$$\eta_{\max} = \eta_k \cdot 0,8$$

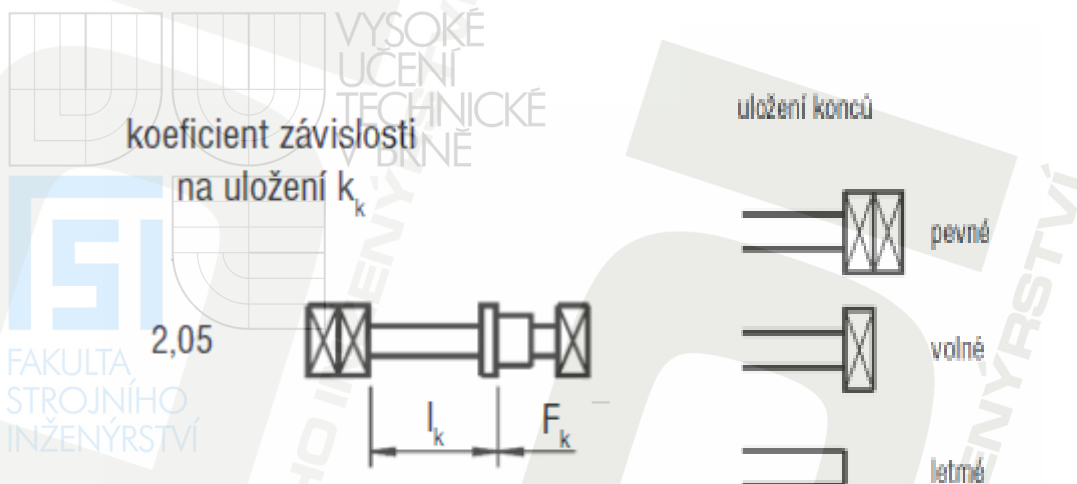
$$\eta_{\max} = 417777,778 \cdot 0,8$$

$$\eta_{\max} = 334222,222 [\text{min}^{-1}]$$

Rov. (65)

$$\eta_k = 1,88$$

vypočteno Rov. (65)



Obr. 77 Stanovení koeficientu závislosti na uložení

Stanovení max. teoretické dovolené axiální síly

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4 \cdot 10^5}{l_k^2}$$

$$F_k = 2,05 \cdot \frac{50^4 \cdot 10^5}{150^2}$$

$$F_k = 56944444,44[N]$$

$$k_k = 2,05$$

$$d_k = 50[\text{mm}]$$

$$l_k = 150[\text{mm}]$$

navrženo
navrženo
navrženo

Rov. (66)

Stanovení max. dovolené axiální síly

$$F_{k \max} = F_k \cdot 0,5$$

$$F_{k \max} = 56944444,44 \cdot 0,5$$

$$F_{k \max} = 28472222,22[N]$$

$$K_k = 56944444,44[N]$$

vypočteno Rov. (67)

Rov. (67)

$$F_{k \max} \triangleright F_Z$$

$$28472222,22 \triangleright 46131,676$$

Rov. (68)

ŠROUB KONTROLE NA VYHOVĚL

$$K_{k \max} = 56944444,44[N]$$

vypočteno Rov. (68)

$$F_Z = 46131,676[N]$$

vypočteno Rov. (14)

Otáčky šroubu pro příslušnou rychlost zdvihu

$$n_m = \frac{v}{p}$$

$$n_m = \frac{0,06}{0,01}$$

$$n_m = 6 [s^{-1}]$$

$$n_m = 360 [\text{min}^{-1}]$$

$$v = 0,06 [\text{ms}^{-1}]$$

$$p = 0,01 [\text{m}]$$

zadáno

odečteno **Tab. 12**

Rov. (69)

Kroutící moment

$$M_{H3} = \frac{F_z \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta_1}$$

$$M_{H3} = \frac{46131,676 \cdot 10}{2000 \cdot 3,14 \cdot 0,88}$$

$$M_{H3} = 83,475 [\text{Nm}^{-1}]$$

$$v = 0,06 [\text{ms}^{-1}]$$

$$p = 10 [\text{mm}]$$

$$F_z = 46131,676 [\text{N}]$$

$$\pi = 3,14$$

$$\eta_1 = 0,88$$

zadáno

odečteno **Tab. 12**

vypočteno **Rov. (14)**

konstanta

určeno výrobcem

Rov. (70)

Potřebného výkonu

$$P_3 = M_{H3} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m$$

$$P_3 = 83,475 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 6$$

$$P_3 = 3105,27 [\text{W}]$$

$$M_{H3} = 83,475 [\text{Nm}]$$

$$\pi = 3,14$$

$$n_m = 6$$

vypočteno **Rov. (71)**

konstanta

vypočteno **Rov. (70)**

Rov. (71)

Závěr

V této práci byla řešena problematika náhrady stávajícího řešení mechanismu zdvihu pro nízkozdvizný vozík kde je použit hydraulicky agregát za pohon který nebude využívat hydraulického oleje který by mohl kontaminovat okolní prostředí.

V první části této práce byl uveden přehled principů přeměny rotačního pohybu na pohyb translační. Většina těchto principů je po určitých modifikaci a úpravách více či méně vhodná pro tuto aplikaci. Rozhodujícím kritériem by bylo jejich jednoduchost konstrukce a předpokládána finanční náročnost. Například požití lineárního elektromotoru pro tuto aplikaci by ve všech parametrech vyhovělo ale finanční náročnost tohoto zařízení je v současné době tak vysoká že jeho použití jako náhrady stávajícího hydroagregátu by zcela vyřadilo nízkozdvizný vozík Jungheinrich ECE 220/225 z konkurenčního boje.

Proto bylo navrženo pět variant náhrad stávajícího řešení jejichž základní parametry jsou uvedeny v **Tab 25**. Volba jednotlivé varianty řešení by asi závisela na náročnosti úpravy stávajícího uspořádání jednotlivých komponentů uvnitř pohonného a řídicího prostoru. Toto porovnání by proběhlo zřejmě na základě technické a finanční náročnosti přestavby.

Varianta	Potřebný výkon	Vstupní otáčky pro zařízení	Nutnost převodovky	Nutnost úpravy vstupní frekvence	Nutnost snímání koncové polohy	Samosvornost	Nutnost brzdy
	[W]	[min ⁻¹]		[Hz]			
Vačkový mechanismus	2785,469	3,821	Ano	Ano 25,201	Ano	Ne	Ano
Zdvihací páka	1111,362	2,866	Ano	Ano 15,166	Ano	Ne	Ano
Zdvizná převodovka	7645	3000	Ne	Ano 109,890	Ne	Ano	Ano
Lineární aktulátor	4000	----	Ne	Ne	Ne	Ano	Ano
Kuličkový šroub	3105,27	360	Ne	Ne	Ne	Ne	Ano

Tab. 25 Celkový přehled navrhovaných řešení

Podle mého názoru by měla proběhnout úprava stávajícího pákového převodu který slouží ke snadnějšímu zdvihu, tato optimalizace by měla vest ke snížení potřebné síly nutné ke zdvihu břemene která nyní tvoří takřka dvojnásobek zátěže. Tato úprava by vedla i k daleko většímu prostoru pro návrhy náhrady stávajícího hydroagregátu.

Jako nejvhodnější varianta náhrady stávajícího hydroagregátu se jeví použití zdvižné převodovky vyráběné společností T.E.A. Technik, s.r.o. Brno. Ve všech parametrech převodovka zcela vyhovuje parametrům které jsou na měj kladeny. Až na dosažení rychlosti zdvihu která neodpovídá čas zdvihu se prodlouží z 2,083 [s] na 2,5 [s]. Tato časová ztráta však není nijak velká a neměla by mít žádný další vliv.

Jako další vhodná varianta se jeví využití elektrického akumulátoru vyráběného společností Power Jacks Group Scotland. Toto kompaktní řešení zcela nahradí funkci hydraulického válce.

Jako další možná varianta je vlastní konstrukce založena na principu zvedací páky. Toto zařízení je schopno zcela nahradit stávající princip řešení.

Vhodnost jednotlivých řešení by byla možná až na základě konkrétních objednávek a stanovením konečných ceny jednotlivých variant. Tato konečná cena by závisela i na množství odebraných kusů.

Všechny navržené varianty záměny jsou poháněny třífázovým elektromotorem . Tento musí být vybaven brzdou jejíž brzdná síla budou vytvořeny silou pružin a odbrzdění provede elektromagnet až po přivedení elektrického proudu.

Seznam použité literatury

- [1] Křižík R. Weigner K. Svoboda J. *Stavba a provoz strojů III Mechanizmy* SNTL- Nakladatelství technické literatury Praha 1. 1983 164 s.
- [2] Firemní stránky, [online]. 2000, poslední revize 12.3.2010 [cit. 13.3.2010].
Dostupné z: <http://www.powerjacks.com/>
- [3] Firemní stránky, [online]. 2002, poslední revize 12.3.2010 [cit. 18.3.2010].
Dostupné z: <http://www.uzimex.cz/>
- [4] Pavel Lasák osobní stránka, [online]. 2002, poslední revize 20.10.2007 [cit. 20.3.2010].
Dostupné z: <http://pavel.lasakovi.com/projekty/elektrotechnika/linearni-motor/>
- [5] Výrobní stroje, [online]. 2000, poslední revize 12.3.2002 [cit. 10.2.2010].
Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/obor/skripta_stroje/obrabeci.pdf
- [6] Předmět nechanika, [online]. 2002, poslední revize 4.8.2008 [cit. 22.2.2010].
Dostupné z: <http://www.spszr.cz/~blazicek/>
- [7] Teze disertační práce, [online]. 2004, poslední revize 13.5.2004 [cit. 22.2.2010].
Dostupné z: http://dl.uk.fme.vutbr.cz/zobraz_soubor.php?id=483
- [8] Firemní stránky, [online]. 1998, poslední revize 1.1.2010 [cit. 18.3.2010].
Dostupné z: <http://www.terceska.cz/koncove-spinace/koncovy-spinac-serie7000.htm>
- [9] Firemní stránky, [online]. 2010, poslední revize 1.1.2010 [cit. 20.4.2010].
Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/>
- [10] Firemní stránky, [online]. 2010, poslední revize 1.1.2010 [cit. 20.4.2010].
Dostupné z: <http://www.powerjacks.com/>
- [11] Fiala J. Svoboda P. Šimonovský M. *Strojnické tabulky 2* SNTL- Nakladatelství technické literatury Praha 1. 1988 595 s.

[12] Firemní stránky, [online]. 2005, poslední revize 1.6.2009 [cit. 20.4.2010].

Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8>

[13] Firemní stránky, [online]. 2000, poslední revize 26.6\4.2009 [cit. 29.4.2010].

Dostupné z http://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%ADzkozdv%C5%BD_voz%C3

[C5%BD_voz%C3](http://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%ADzkozdv%C5%BD_voz%C3)

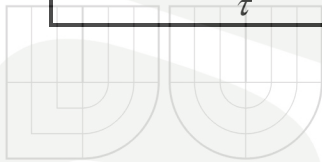
Seznam použitých zkratk a symbolů

Označení	Název	Jednotka
a	Zrychlení při zdvihu	ms^{-2}
b	Průměr osy	cm
D	Průměr rolny	cm
d_k	Průměr kuličkového šroubu	mm
d_s	Průměr šroubu	m
D_T	Průměr hřídele	m
E	Modul pružnosti v tahu	Pa
F	Celkové zatížení	N
f_1	Frekvence	Hz
F_1	Gravitační síla	N
F_{1R}	Reakce v ložiscích	N
f_2	Frekvence	Hz
F_2	Síla od zrychlení	N
F_{2R}	Reakce v ložiscích	N
f_3	Frekvence	Hz
F_a	Síla	N
F_a'	Síla	N
F_b	Síla	N
F_c	Síla	N
F_c'	Síla	N
F_d	Síla	N
F_e	Síla	N
F_f	Síla	N
F_H	Síla	N
F_{H1}	Síla	N
F_k	Dovolená axiální síla	N
F_k	Síla	N
F_{kmax}	Dovolená max. axiální síla	N
F_{kr}	Síla	N
F_l	Síla	N
f_n	Součinitel počtu otáček	--
F_{pl}	Obvodová síla	N
F_{val}	Valivý odpor	N
F_{vall}	Valivý odpor	N
F_z	Síla	N
F_{za}	Síla	N
F_{zb}	Síla	N
F_{zc}	Síla	N

g	Gravitační zrychlení	ms^{-2}
h	Zadaná výška zdvihu	m
i_1	Převodový poměr	--
i_2	Převodový poměr	--
J_{\min}	Kvadratický moment průřezu	m^4
k	Součinitel materiálu	--
K	Délka zdvihu za minutu	mm min^{-1}
k_d	Koeficient uložení	--
K_K	Bezpečnost součásti	--
K_{\max}	Tlak mezi kolem a kolejnici	kp
l	Délka	m
l_1	Vzdálenost	m
l_2	Vzdálenost	m
l_3	Vzdálenost	m
l_4	Vzdálenost	m
l_5	Vzdálenost	m
l_6	Vzdálenost	m
l_7	Vzdálenost	m
l_8	Vzdálenost	m
l_9	Vzdálenost	m
l_k	Délka šroubu	mm
l_{p1}	Kritická délka pera	m
l_{red}	Redukovaná délka	m
L_T	Délka zalisování	m
m	Celková hmotnost	kg
m_b	Hmotnost nakladu	kg
M_H	Kroutící moment	Nm^{-1}
M_{H1}	Kroutící moment	Nm^{-1}
M_{H2}	Kroutící moment	Nm^{-1}
M_{H3}	Kroutící moment	Nm^{-1}
M_o	Kroutící moment	Nm^{-1}
M_P	Kroutící moment	Nm^{-1}
m_v	Hmotnost zařízení	kg
n_1	Otáčky	s^{-1}
n_2	Otáčky	s^{-1}
n_m	Otáčky kuličkového šroubu	min^{-1}
n_{m1}	Otáčky motoru	min^{-1}
n_{m2}	Otáčky motoru	min^{-1}
n_{m3}	Otáčky motoru	min^{-1}
n_{mot}	Otáčky motoru	s^{-1}
n_{vst}	Zdvih	mm
p	Počet pólových dvojic	--
P	Stoupání kuličkového šroubu	mm

P_1	Výkon	W
P_2	Výkon	W
P_3	Výkon	W
P_{dov1}	Dovolený tlak v drážce	Pa
P_{opt}	Výkon	W
P_{opt1}	Výkon	W
p_T	Dovolený tlak	Pa
r	Poloměr otáčení	m
R	Poloměr otáčení	m
r_1	Poloměr otáčení	m
R_1	Poloměr kladky	m
r_2	Poloměr otáčení	m
R_3	Poloměr otáčení	m
R_4	Poloměr otáčení	m
R_5	Poloměr otáčení	m
R_e	Mez pevnosti	MPa
s	Skuz	%
t	Stávající čas zdvihu	s
t_2	Čas zdvihu	s
t_{min}	Čas	s
t_{min}	Čas	s
t_p	Čas	s
$t_{p\ max}$	Doporučena doba provozu	%
t_{per}	Hloubka pera	s
v	Rychlost zdvihu	ms^{-1}
v_{zdv}	Rychlost zdvihu	ms^{-1}
W_k	Modul pružnosti v krutu	m^3
W_o	Modul pružnosti v ohybu	m^3
Z	Počet zdvihů	--
α	Úhel	°
β	Úhel	°
π	Ludolfovo číslo	--
ξ	Rameno valivého odporu	--
η	Maximální kritické otáčky	$min^{-1}--$
η_k	Kritické otáčky	-- min^{-1}
η_{max}	Závislost na uložení	--
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
η_1	Účinnost kuličkového šroubu	--
ν	Součinitel uložení	--
σ	Napětí v ohybu	Pa

τ	Napětí v krutu	Pa
--------	----------------	----



VYSOKÉ
UCENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Seznam použitých obrázků

Číslo obrázku	Původ obrázku
<i>Obr. 1</i>	http://www.jungheinrich.cz/
<i>Obr. 2</i>	http://www.jungheinrich.cz/
<i>Obr. 3</i>	http://www.jungheinrich.cz/
<i>Obr. 4</i>	Vlastní foto pořízeno ve společnosti Juli Motorenwerk
<i>Obr. 5</i>	Vlastní foto pořízeno ve společnosti Juli Motorenwerk
<i>Obr. 6</i>	http://kovotech.kvalitne.cz/photo/technologie/II/mecha1.gif
<i>Obr. 7</i>	http://www.e-automotive.cz/images/eautomotive-img/26844,26845-nuzkovy-zvedak-1t,2t.png
<i>Obr. 8</i>	http://www.mmspektrum.com/multimedia/image/55/5595_big.jpg
<i>Obr. 9</i>	http://www.kvs.tul.cz/download/obor/skripta_stroje/obrabeci.pdf
<i>Obr. 10</i>	http://www.baking.cz/
<i>Obr. 11</i>	http://jhamernik.sweb.cz/Ozubeni.htm
<i>Obr. 12</i>	http://www.us.gudel.com/cz/img/gus-components-03-rack-pinion.jpg
<i>Obr. 13</i>	http://www.spszr.cz/~blazicek/
<i>Obr. 14</i>	http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/ZMech/CD_Zaklady_mechaniky
<i>Obr. 15</i>	http://www.spszr.cz/~blazicek/
<i>Obr. 16</i>	http://grafika.sps-br.cz/images/prace/soukoli_men%C5%A1%C3%ADk.gif
<i>Obr. 17</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 18</i>	http://www.uzimex.cz/img/db/rady/188m_linearni_prevodovky.jpg
<i>Obr. 19</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 20</i>	http://pavel.lasakovi.com/projekty/elektrotechnika/linearni-motor/linearni-motor-princip.jpg
<i>Obr. 21</i>	Vlastní foto pořízeno ve společnosti Juli Motorenwerk
<i>Obr. 22</i>	Vlastní foto pořízeno ve společnosti Juli Motorenwerk
<i>Obr. 23</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 24</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 25</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 26</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 27</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 28</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 29</i>	Neskenováno z [1]
<i>Obr. 30</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 31</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 32</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 33</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 34</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 35</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 36</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks

<i>Obr. 37</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 38</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 39</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 40</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 41</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 42</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 43</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 44</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 45</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 46</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 47</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 48</i>	http://www.tespo.cz/img/nmrvrnv.jpg
<i>Obr. 49</i>	http://www.terceska.cz/koncove-spinace.htm
<i>Obr. 50</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Obr. 51</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Obr. 52</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Obr. 53</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Obr. 54</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Obr. 55</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Obr. 56</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 57</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 58</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 59</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 60</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 61</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 62</i>	http://www.powerjacks.com/
<i>Obr. 63</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 64</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 65</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 66</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 67</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 68</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 69</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 70</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 71</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 72</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 73</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 74</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 75</i>	Vlastní tvorba v programu SolidWorks
<i>Obr. 76</i>	http://www.hiwin.cz/
<i>Obr. 77</i>	http://www.hiwin.cz/

Seznam použitých tabulek

Číslo tabulky	Původ tabulky
<i>Tab. 1</i>	http://www.jungheinrich.cz/
<i>Tab. 2</i>	http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/0_nahled.htm
<i>Tab. 3</i>	http://www.terceska.cz/koncove-spinace.htm
<i>Tab. 4</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Tab. 5</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Tab. 6</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Tab. 7</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Tab. 8</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Tab. 9</i>	http://www.teatechnik.cz/katalogy-stazeni/
<i>Tab. 10</i>	http://www.powerjacks.com/Electric-Linear-Actuators-Rolaram.php
<i>Tab. 11</i>	http://www.powerjacks.com/Electric-Linear-Actuators-Rolaram.php
<i>Tab. 12</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 13</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 14</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 15</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 16</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 17</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 18</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 19</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 20</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 21</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 22</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 23</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 24</i>	http://www.hiwin.cz/cs/kulickove-srouby/catalog.html?id=8
<i>Tab. 25</i>	Vlastní tvorba

Seznam použitých grafů

Číslo Grafu	Původ grafu
<i>Grf. 1</i>	http://www.powerjacks.com/Electric-Linear-Actuators-Rolaram.php

Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Výkres sestavy

K-010S-01

Výrobní výkresy

Osa rolny

K-001-02

Konzola

K-002-02

Páka

K-003-02

Hřídel páky

K-004-02

Rolna

K-005-02

Modely a simulace

Schéma napětí metodou MKP v programu SolidWorks

Příloha 2

Schéma deformace metodou MKP v programu SolidWorks

Příloha 4

3D model zařízení se zvedací pákou

Příloha 1

Příloha 3

Příloha 5

Příloha 6

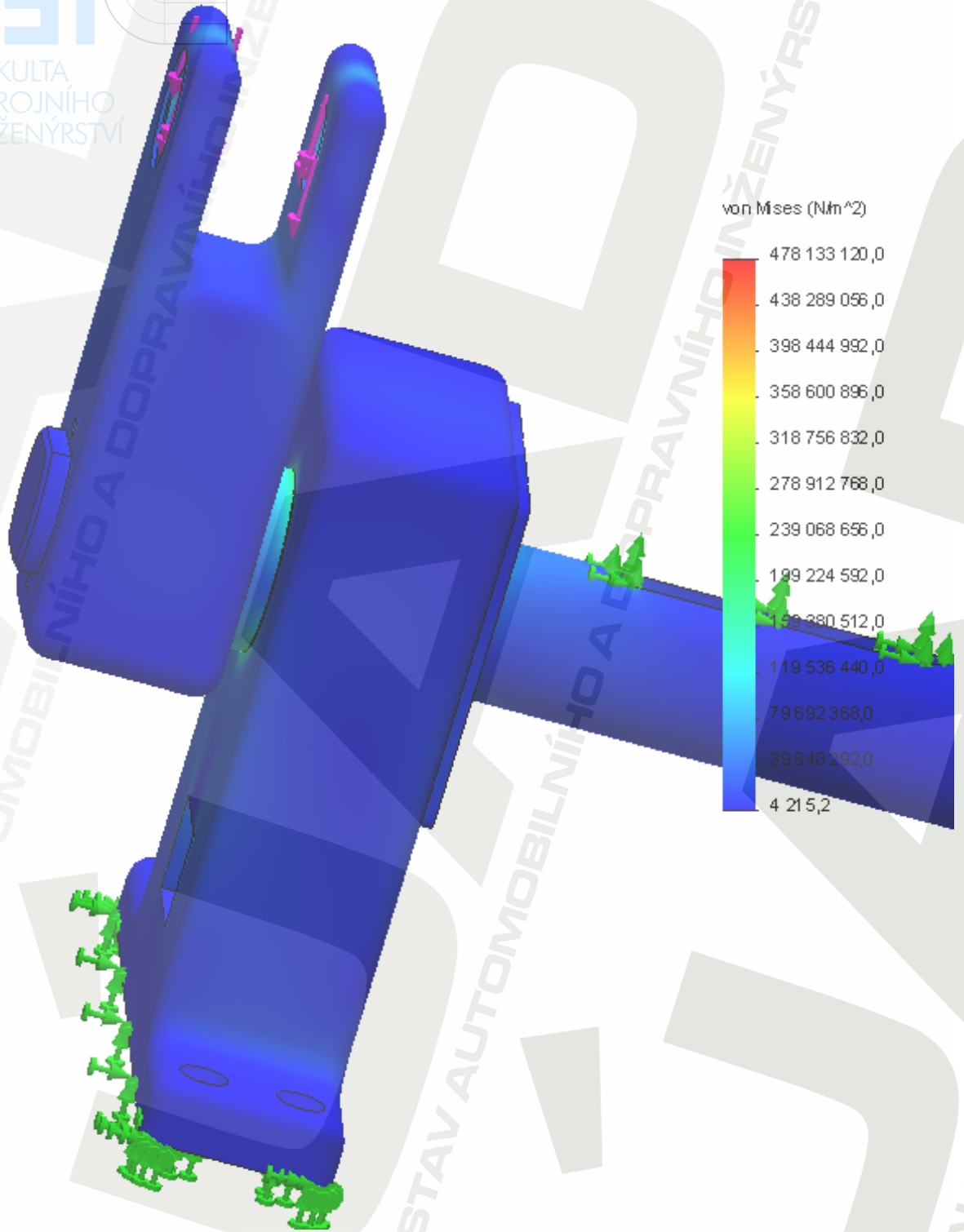
Multimedia

Compact Disc

Diplomová práce

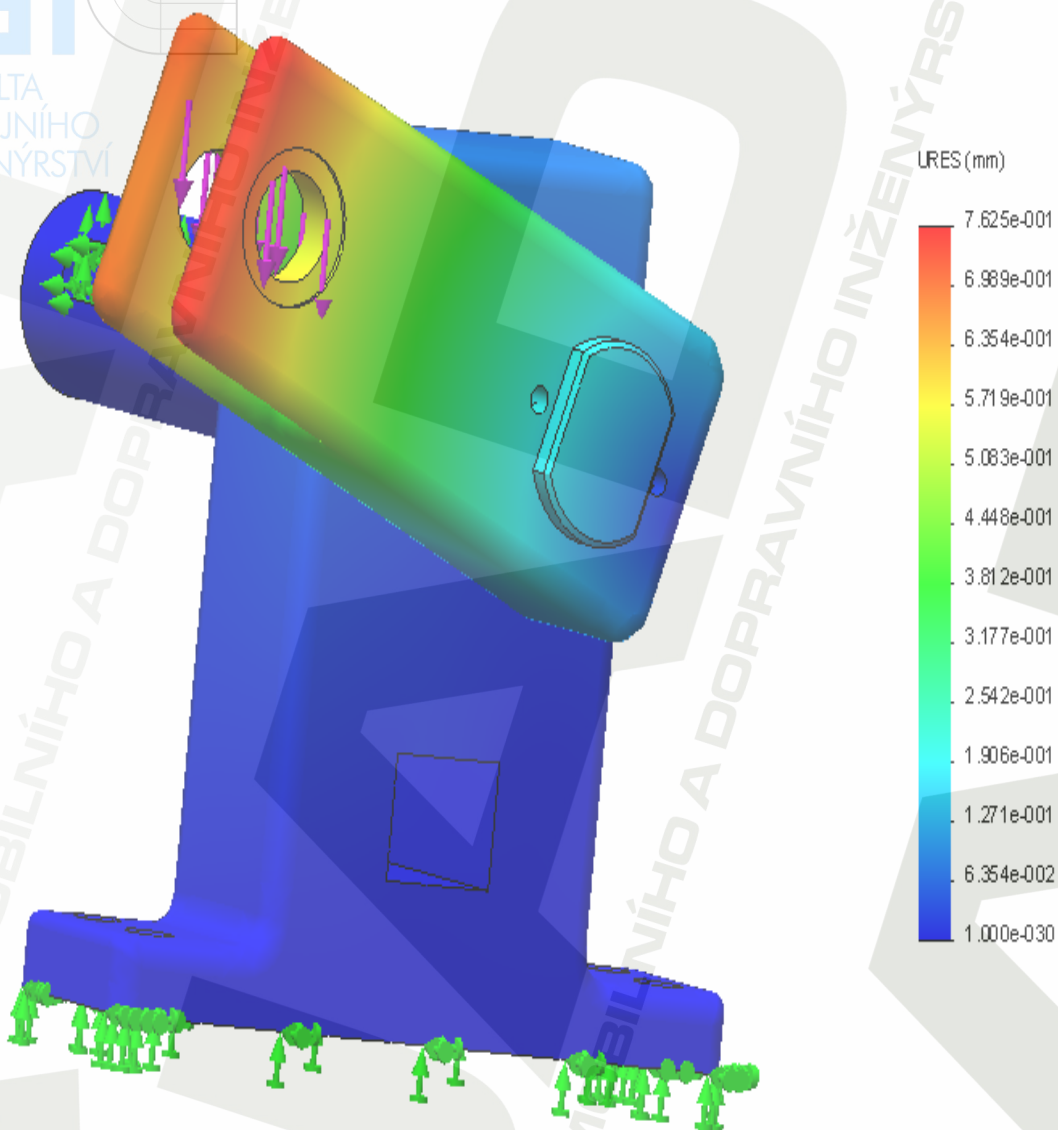
Příloha 2

Plné zatížení v napřímeném stavu (napětí).



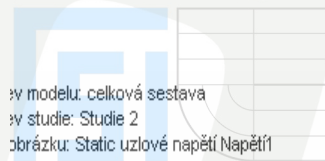
Příloha 3

Plné zatížení ve spuštěném stavu (posunutí).



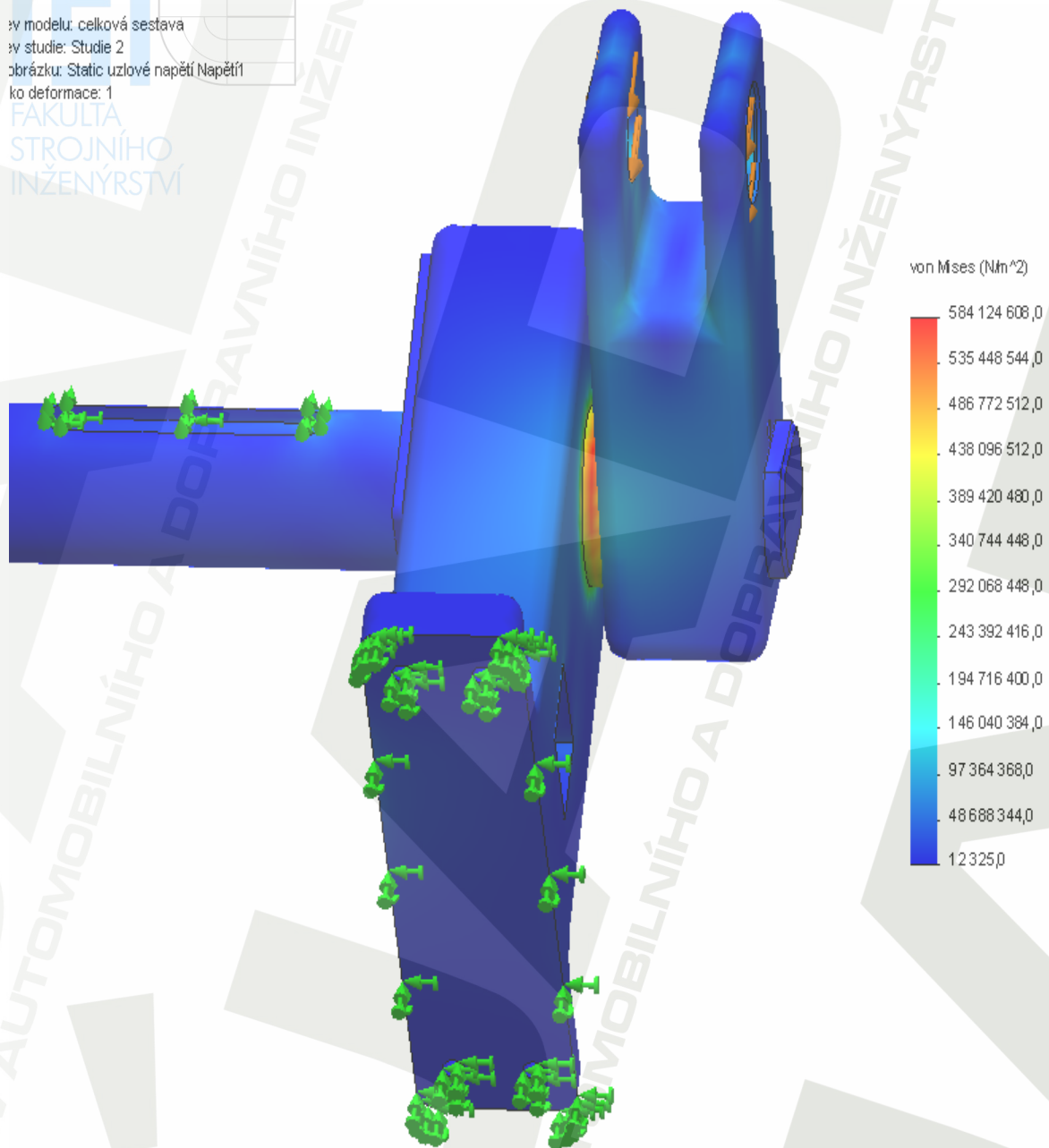
Příloha 4

Plné zatížení ve spuštěném stavu (napětí).



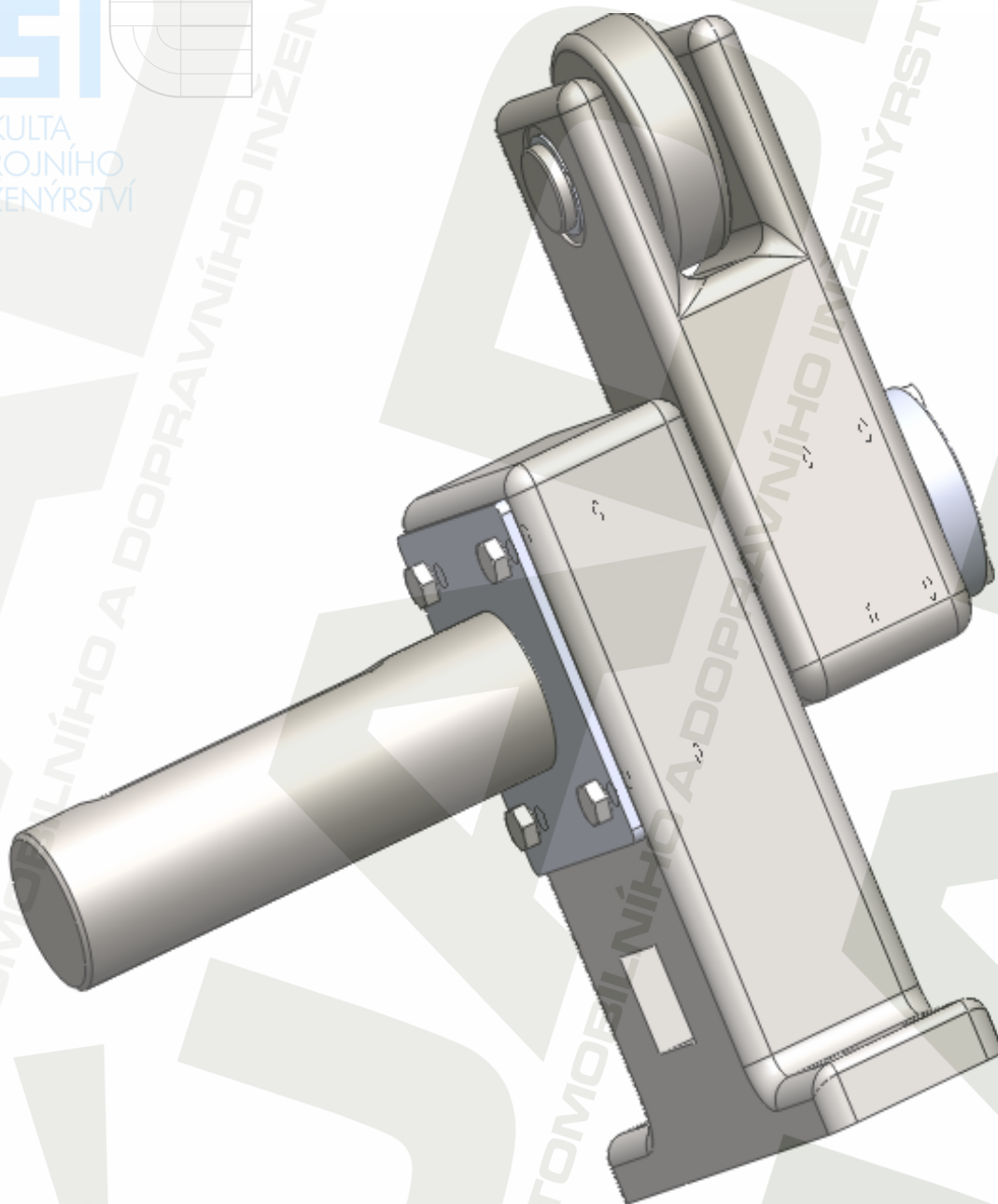
vy modelu: celková sestava
vy studie: Studie 2
obrázku: Static uzlové napětí Napětí
ko deformace: 1

FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ



Příloha 5

3D model navrhovaného řešení v napřimém stavu.



Příloha 6

3D model navrhovaného řešení ve spuštěném stavu.


FAKULTA
STROJNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

