



KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOBILNÍHO ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce: **Bc. Radek Šťastný**
Vedoucí práce: Doc. Dr. Ing. Elias Tomeh

Leden 2018



CONSTRUCTION DESIGN OF MOBILE LIFTING DEVICE FOR PERSONAL CARS

Diploma thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems

Author: **Bc. Radek Šťastný**
Supervisor: Doc. Dr. Ing. Elias Tomeh

January 2018



Technická univerzita v Liberci
Fakulta strojní
Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Radek Šťastný**
Osobní číslo: **S16000323**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOBILNÍHO ZDVIHACÍHO
ZAŘÍZENÍ PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY**
Zadávací katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Zásady pro vypracování:

- 1) Analyzujte současný stav mobilních zdvihacích zařízení pro osobní automobily ve firmě Škoda Auto, a.s..
- 2) Na základě analýzy proveďte kinematický rozbor zdvihacích zařízení (minimální zástavba).
- 3) Proveďte konstrukční návrh vybrané varianty zdvihacího zařízení. Uveďte výhody a nevýhody pro nasazení konstrukční změny.
- 4) Proveďte pevnostní kontrolu konstrukčního návrhu zdvihacího zařízení.
- 5) Během řešení diplomové práce spolupracujte se společností ŠKODA AUTO, a.s..



Rozsah grafických prací: výkresy k návrhu
Rozsah pracovní zprávy: 50 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:


- [1] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.: *Jeřáby I.*, SNTL, Praha, 1974.
- [2] CVEKL, Z., DRAŽAN, F.: *Teoretické základy transportních zařízení*, Praha, 1976.
- [3] MYNÁŘ, B.: *Dopravní a manipulační zařízení*, Skripta VUT v Brně, 2002.
- [4] *Legislativy, normy, bezpečnostní předpisy a nařízení vlády.*
- [5] Podklady ŠKODA AUTO, a.s..

Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Elias Tomeh
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 1. března 2017
Termín odevzdání diplomové práce: 1. června 2018


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




Ing. Robert Voženilek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. března 2017



KONSTRUKČNÍ NÁVRH MOBILNÍHO ZDVIHACÍHO ZAŘÍZENÍ PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

Anotace

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem mobilního zdvihacího zařízení pro osobní automobily. U tohoto zdvihacího mechanismu je kladen důraz na minimální zástavbové rozměry a funkčnost. Konstrukce zařízení s nůžkovým mechanismem vychází ze současného stavu popsaného v rešeršní části. Oproti současnému stavu jsou dořešeny minimální zástavbové rozměry a potenciál vyššího zdvíhu zvedacího zařízení.

Annotation

This diploma thesis deals with the design of mobile lifting device for personal cars. Emphasis is put on minimal installation dimensions and functionality. Design of the device with the scissor mechanism is based on current status described in the research part. In comparison with the current status, the minimal installation dimensions and higher lift potential of the lifting device are solved.



Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomová práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. O právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci, nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tom případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V Loučeni, dne 5.1. 2018

.....

Bc. Radek Šťastný



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce Doc. Dr. Ing. Eliasu Tomehovi a všem dalším zaměstnancům katedry vozidel a motorů FS TUL za odborné vedení, pomoc a cenné rady při vypracování diplomové práce.

Zároveň děkuji konzultantům Ing. Janě Najmanové a Ing. Tomášovi Vránovi, Ph.D. za ochotu, odborné rady při vypracování diplomové práce, tak i za rady v průběhu celého mého studia.

V neposlední řadě bych rád poděkoval i celé své rodině za trpělivost, pochopení a podporu v průběhu celého mého studia.



Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	10
Úvod	12
1 Současný stav mobilních zdvihacích zařízení pro osobní automobily obecně a ve Škodě Auto	13
1.1 Mobilní zdvihací zařízení pro osobní automobily obecně – současný stav.....	13
1.1.1 Mechanické zvedáky	13
Mechanické zvedáky využívají k přenosu zdvihací síly mechanických členů:	13
1.1.2 Hydraulické zvedáky.....	14
1.1.3 Pneumatický zvedák.....	15
1.1.4 Speciální zvedáky.....	15
1.2 Mobilní zdvihací zařízení pro os. automobily ve Škoda auto – současný stav.....	16
Kinematické schéma jednotlivých zvedáků, technické údaje:	16
1.2.1 Citigo	16
1.2.2 Rapid, Rapid Spaceback, Fabia	17
1.2.3 Yeti.....	18
1.2.4 Octavia.....	19
1.2.5 Superb	20
1.2.6 Kodiaq.....	21
2 Kinematický rozbor zdvihacího zařízení pro vůz Škoda Kodiaq	26
2.1 Kinematický, silový rozbor existujícího konstrukčního řešení – nůžkový zvedák (2. konstrukční řešení) současný stav: zdvih 95 – 372 mm; nosnost max. 1270 kg.....	26
2.1.1 Kinematický rozbor existujícího konstrukčního řešení – nůžkový zvedák	26
2.1.2 Silový rozbor existujícího konstrukčního řešení – nůžkový zvedák.....	28
2.2 Kinematický, silový rozbor navrhovaného zvedáku	31
2.2.1 Kinematický rozbor navrhovaného zvedáku	31
2.2.2 Silový rozbor navrhovaného zvedáku	33
3 Konstrukční návrh navrhované varianty zdvihacího zařízení	36
3.1 Obecné podmínky pro konstrukci zvedáku pro vozy do 3 500 kg.....	36
3.1.1 Zjištění Kuznetsovy křivky	38
3.2 Zkoušky zvedáku.....	41
3.2.1 Zkouška pevnosti statická	41
3.2.2 Zkouška životnosti	42
3.2.3 Zkouška stability	42
3.3 Návrh konstrukce zvedáku	42



3.4 Popis zvedáku.....	43
3.4.1 Patka zvedáku.....	44
3.4.2 Spodní rameno	44
3.4.3 Horní rameno	45
3.4.4 Táhla	45
3.4.5 Matice.....	46
3.4.6 Čep.....	46
3.4.7 Čep patky.....	47
3.4.8 Čep dolního ramene	47
3.4.9 Čep horního ramene	47
3.4.10 Šroub	48
3.4.11 Ložisko	48
3.4.12 Podložka	48
4 Pevnostní kontrola konstrukčního návrhu zdvihacího zařízení	49
4.1 Stabilita zvedáku při max. zvednutí vozu	49
.....	50
4.1.1 Určení součinitele smykového tření f – experiment	50
4.3 Pevnostní a deformační kontrola	52
4.3.2 Optimalizovaná variant navrhovaného zvedáku.....	54
5 Prototyp navrženého mobilního zdvihacího zařízení pro osobní automobily	62
Závěr:.....	64
Seznam použité literatury:	66
Seznam výkresů mobilního zdvihacího zařízení - zvedák	67



Seznam použitých zkratk a symbolů

h [mm]	zdvih zvedáku
n	otočení kliky, vřetene
K [mm]	šířka zvedáku
K_t [mm]	šířka třmene zvedáku
K_n [mm]	šířka nohy zvedáku
K_1, K_{2p}, K_{3p} [mm]	šířka mechanismu
K_p [mm]	délka závitu
L [mm]	délka ramene zvedáku
L_1 [mm]	délka táhla, $\frac{1}{2}$ délky ramene zvedáku
P [mm]	stoupání závitu
h_n [mm]	výška nohy
h_t [mm]	výška třmene
$h_1; h_2$ [mm]	výška mechanismu zvedáku
$e(n)$	zdvih zvedáku funkce
F [N]	zatížení zvedáku
$F_1; F_2; F_3; F_4$ [N]	síla v ramenech zvedáku
F_s [N]	síla v šroubu, matici, nosníku zvedáku
α [°]	úhel ramen zvedáku
$s_x; s_y; s_z$ [mm]	posuvy karoserie
F_z [N]	vertikální síla
LP	levé přední kolo
PP	pravé přední kolo
LZ	levé zadní kolo
PZ	pravé zadní kolo
F_{ZK} [N]	max. zatížení zvedáku
F_{stat} [N]	zatížení zvedáku při statické zkoušce
F_{13} [N]	konstrukční zatížení zvedáku
H_{min} [mm]	minimální zdvih zvedáku
H_{max} [mm]	maximální zdvih zvedáku



RAX; RAY [N]	síly v bodě „A“ navrženého zvedáku
RBX; RBY [N]	síly v bodě „B“ navrženého zvedáku
R3; R4 [N]	síly v táhlech
R5; R5 13 [N]	síly v matici, nosníku zvedáku
F _Z [N]	síla v ose „z“ působící na zvedák
F _Y [N]	síla v ose „y“ působící na zvedák
R _{PX} [N]	reakce v předních kolech při dopadu
R _{ZX} [N]	reakce v zadních kolech při dopadu
M _h [Nm]	hnací moment
T [N]	třecí síla
N [N]	normálová síla
F	součinitel smykového tření
R _m [MPa]	mez pevnosti materiálu
R _e [MPa]	mez kluzu materiálu
L _h [hod]	časová životnost ložiska
C [N]	únosnost ložiska
Z	počet závitů matice
h _m [mm]	délka matice
σ _{Dov} [MPa]	dovolené normálové napětí
β _n [N]	vrcholový úhel závitu v normálovém řezu
φ [°]	třecí úhel závitu
γ [°]	úhel stoupání závitu
M _{TZ} [N.m]	moment tření v závitu
d ₃ [mm]	průměr dříku šroubu
d [mm]	průměr čepu
τ [MPa]	smykové napětí
τ _{DOV} [MPa]	smykové napětí



Úvod

Zdvihací zařízení je konstrukční mechanismus, který slouží k přepravě různě těžkých břemen do výšky několika centimetrů až metrů. Mobilní zdvihací zařízení (dále jen zvedáky) se u osobních automobilů používají v případě nouzové montáže a demontáže kola, např. při defektu kola. Obsluze zvedák umožňuje svépomocí zvednout vozidlo tak vysoko, aby bylo možné vyměnit poškozené kolo za rezervní kolo a následně pokračovat v jízdě. Zvedák je jedna z variant povinné výbavy vozu. U osobních automobilů se většinou používají zvedáky mechanické – šroubové, pro malé vozy kategorie A00 a A0 to jsou šroubové kloubové zvedáky. Pro větší vozy se používají šroubové nůžkové zvedáky. Nevýhoda nůžkových zvedáků je, že v transportním stavu na délku zabírají relativně velký zástavbový prostor. U vozů Škoda je zvedák umístěn do nářadového boxu, který je vložen do rezervního kola pod koberec zavazadlového prostoru. V některých případech mají nůžkové zvedáky takové rozměry, které neumožňují umístit je do zmiňovaného řetězce (nářadový box – rezervní kolo). Vznikla by tím kolize zvedák – disk rezervního kola.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh zvedáku pro vůz kategorie A SUV+. Zvedák bude menších zástavbových rozměrů při zachování stejných technických parametrů (únosnost a max. zdvih zvedáku).

Varianta šroubového zvedáku bude řešena z důvodu relativně jednodušší konstrukce a přijatelné ceny ve srovnání s např. hydraulickým zvedákem.

1 Současný stav mobilních zdvihacích zařízení pro osobní automobily obecně a ve Škodě Auto

1.1 Mobilní zdvihací zařízení pro osobní automobily obecně – současný stav

Jak již bylo řečeno, u osobních automobilů se využívá zvedáků jako jedné z variant povinné výbavy. Při defektu kola zvedák slouží jako zařízení, kterým lze zvednout vozidlo a poškozené kolo vyměnit za rezervní kolo a dále pokračovat v jízdě. Zvedáky se dělí, dle způsobu přenosu zdvihací síly na: mechanické, pneumatické, hydraulické a kombinované.

1.1.1 Mechanické zvedáky

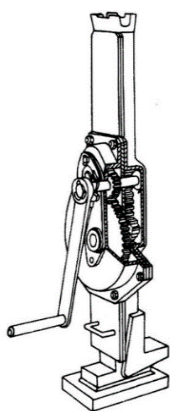
Mechanické zvedáky využívají k přenosu zdvihací síly mechanických členů:

- ozubené převody (hřebenový zvedák)
- pohybové šrouby (nůžkový zvedák)
- pákové převody

Pohon bývá buď ruční, nebo na elektromotory. Mechanické zvedáky se používají u vozidel do 3 500 kg.

1.1.1.1 Hřebenový zvedák

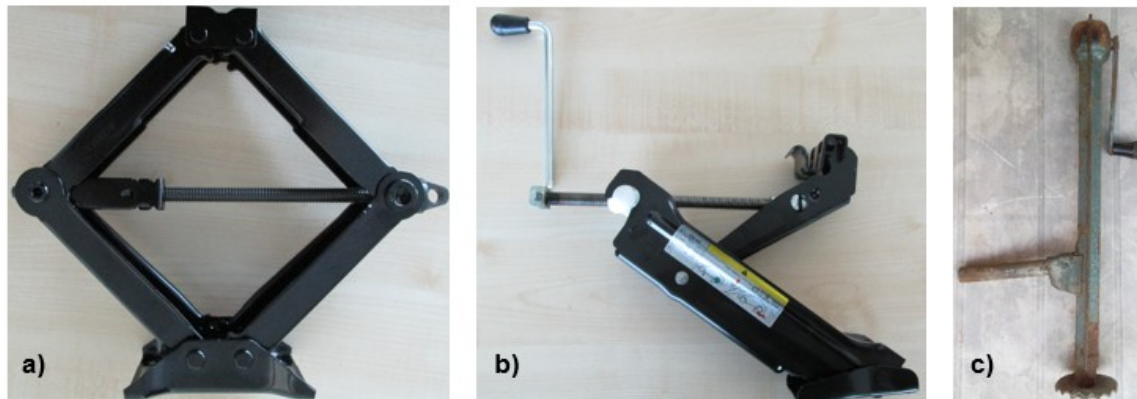
Hřebenový zvedák má tyč s hřebenovým ozubením, která je uložena v ocelové skříni. Z kliky přes složený ozubený převod je hnací síla přenášena na pastorek. Z pastorku je dále síla přenášena na ozubenou tyč. Poloha zvedáku je zajištěna systémem rohatek a západek.



Obrázek 1: Hřebenový zvedák

1.1.1.2 Šroubový zvedák

Ke zvednutí stejně těžkého břemene je ovládací síla u šroubového zvedáku menší než u hřebenového. Otáčením šroubu zvedáku břemeno stoupá nebo klesá. Šroubové zvedáky jsou samosvorné, nepotřebují další zajištění proti otočení šroubu, resp. klesnutí zvedáku.



Obrázek 2: Šroubový hever a) nůžkový b) kloubový c) zvedák Škoda 100

1.1.2 Hydraulické zvedáky

Hydraulický zvedák slouží ke zvedání nejtěžších břemen. Jsou součástí výbavy nákladních automobilů a autobusů. K přenosu sil je využíváno dvou hydraulických válců. Každý válec má jiný průměr. Vše funguje na principu Pascalova zákona. Působením síly na páku vzniká síla, která dále působí na píst malého průměru. Pod pístem malého průměru se zvyšuje tlak v kapalině a ten se dále šíří pod píst velkého průměru. Velký píst se vytlačuje z pracovního válce a tím zvedá břemeno. V systému jsou zpětné a přepouštěcí ventily. Pokud chceme břemeno spustit dolů, uvolníme přepouštěcí ventil a kapalina oteče zpět do zásobníku.



Obrázek 3: Hydraulický zvedák a) funkční schéma b) 2x 7t h. zvedák, autobus KAROSA c) 5t h. zvedák, AVIA

1.1.3 Pneumatický zvedák

Ke zvednutí břemene pneumatickým zvedákem se využívá stlačeného vzduchu, který je vháněn do gumového vaku nebo vlnovce. Ke spuštění břemene stačí odпустить tlak vzduchu ze systému. Pneumatických zvedáků se využívá ke zvedání menších břemen než u hydraulických zvedáků. Výhodou pneumatických zvedáků je rychlost zvedání a pořizovací cena. Nevýhodou je větší zástavbový prostor.



Obrázek 4: Pneumatický zvedák

1.1.4 Speciální zvedáky

Mezi zajímavé zvedáky patří tzv. výfukový zvedák. Jedná se o vak ve tvaru válce, který se vloží pod práh karoserie vozidla. K vaku se připojí hadice, která se spojí s výfukovým potrubím vozidla. Výfukové plyny plní vak a ten pak zvedá vozidlo.



Obrázek 5: Nafukovací vak 4t

1.2 Mobilní zdvihací zařízení pro os. automobily ve Škoda auto – současný stav

Ve Škoda Auto se používají mechanické šroubové zvedáky:

- Kloubové zvedáky se používají pro vozy Citigo, Rapid, Rapid Spaceback, Fabia, Yeti. Zvedáky jsou třech velikostí, liší se jinou únosností a zdvihem.
- Nůžkové zvedáky se používají pro vozy Octavia, Superb, Kodiaq. Zvedáky jsou různých velikostí, liší se zdvihem a jinou únosností.

Kinematické schéma jednotlivých zvedáků, technické údaje:

1.2.1 Citigo

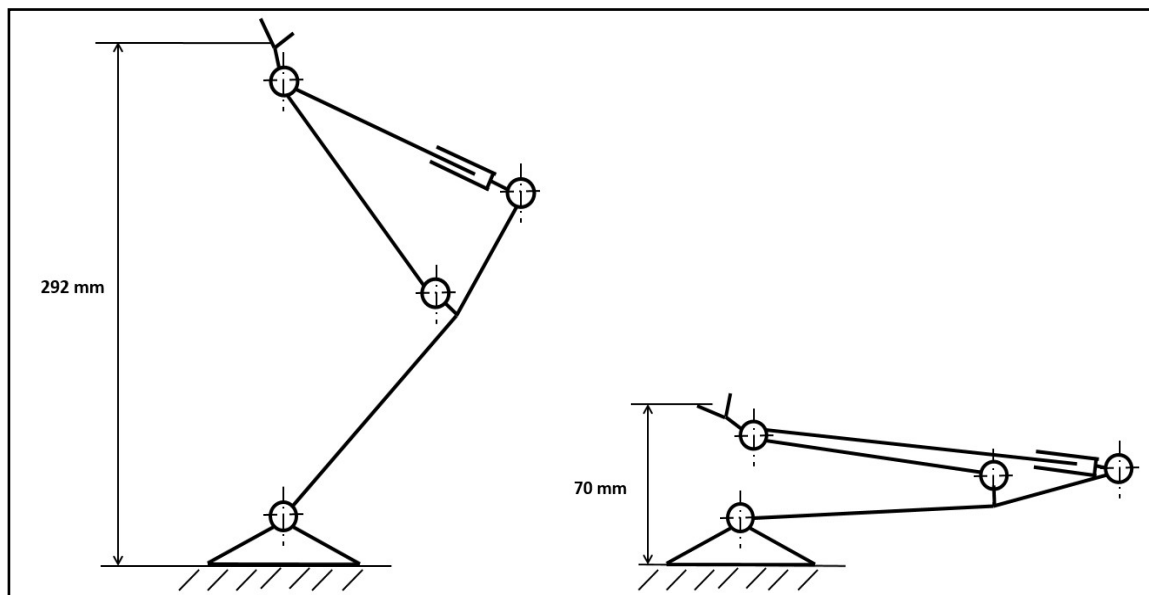
zdvih 70 – 292 mm

nosnost max. 700kg

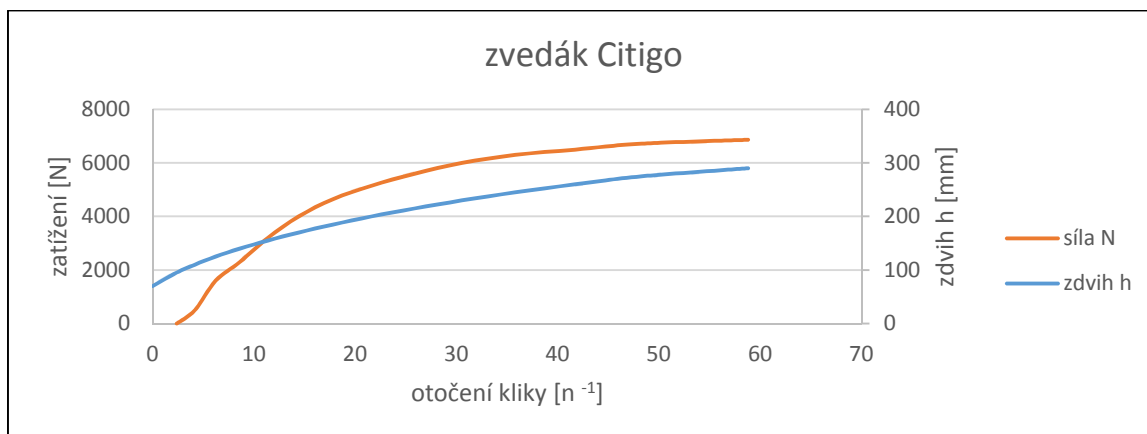
zástavbový prostor ve složeném stavu: 70 x 345 x 67 mm



Obrázek 6: Kloubový zvedák (Citigo)



Obrázek 7: Kinematické schéma kloubového zvedáku (Citigo) max., min. zdvih



Graf 1: Otočení kliky heveru Citigo – zdvih – zatížení

Zvedák vyhovuje zadaným podmínkám pro vůz Citigo.

1.2.2 Rapid, Rapid Spaceback, Fabia

Tento zvedák je principiálně stejný jako u vozu Citigo, liší se technickými parametry.

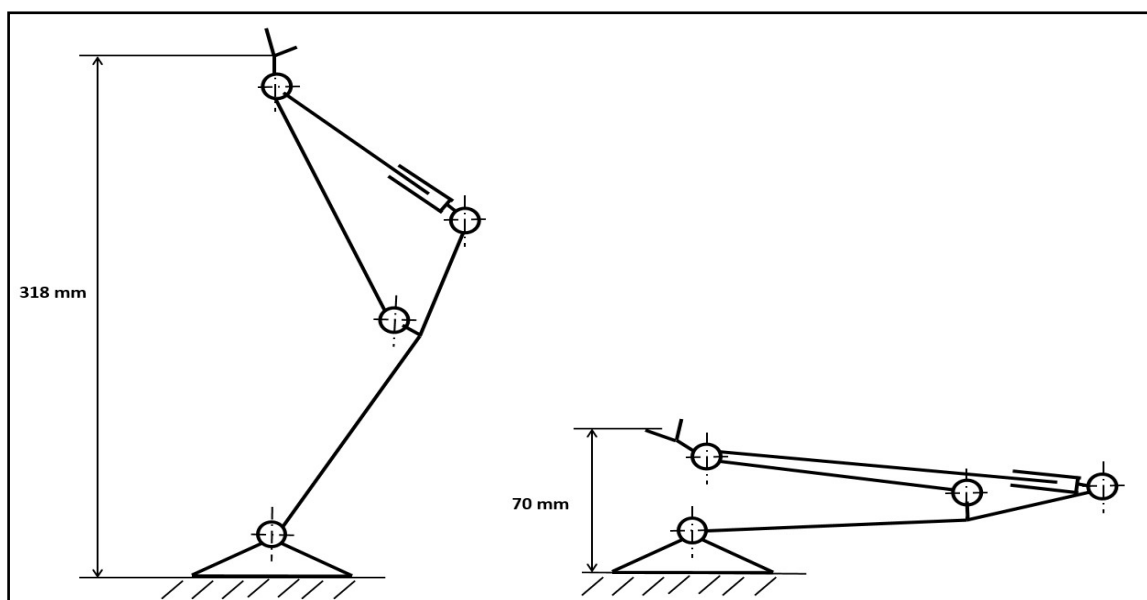
zdvih 70 – 318 mm; nosnost max. 745kg

zástavbový prostor ve složeném stavu:

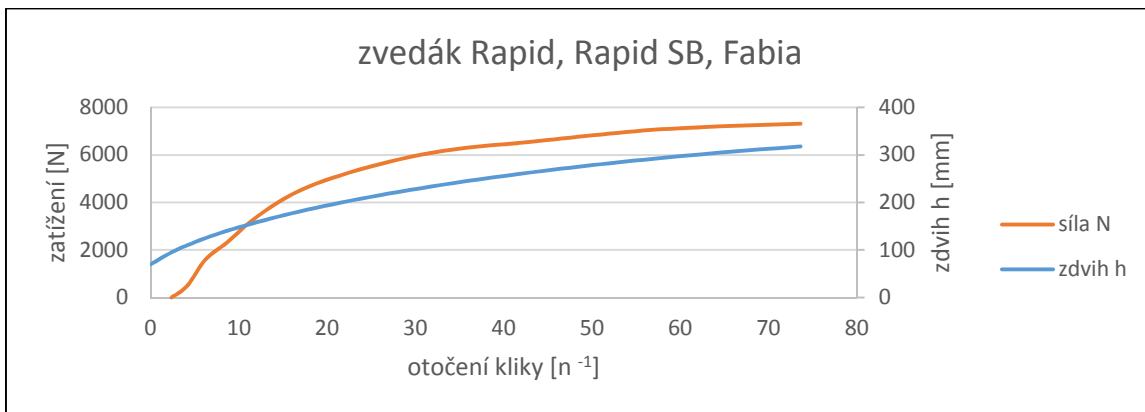
70 x 345 x 67 mm



Obrázek 8: Kloubový zvedák (Rapid, Rapid Spaceback, Fabia)



Obrázek 9: Kinematické schéma kloubového zvedáku (Rapid, Rapid Spaceback, Fabia) max., min. zdvih



Graf 2: Otočení kliky heveru Rapid, Rapid SB, Fabia – zdvih – zatížení

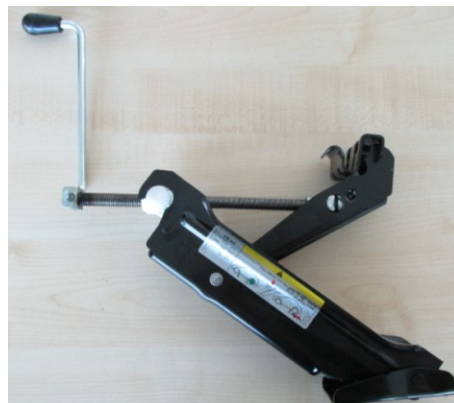
Zvedák vyhovuje zadaným podmínkám pro vozy Rapid, Rapid Spaceback, Fabia.

1.2.3 Yeti

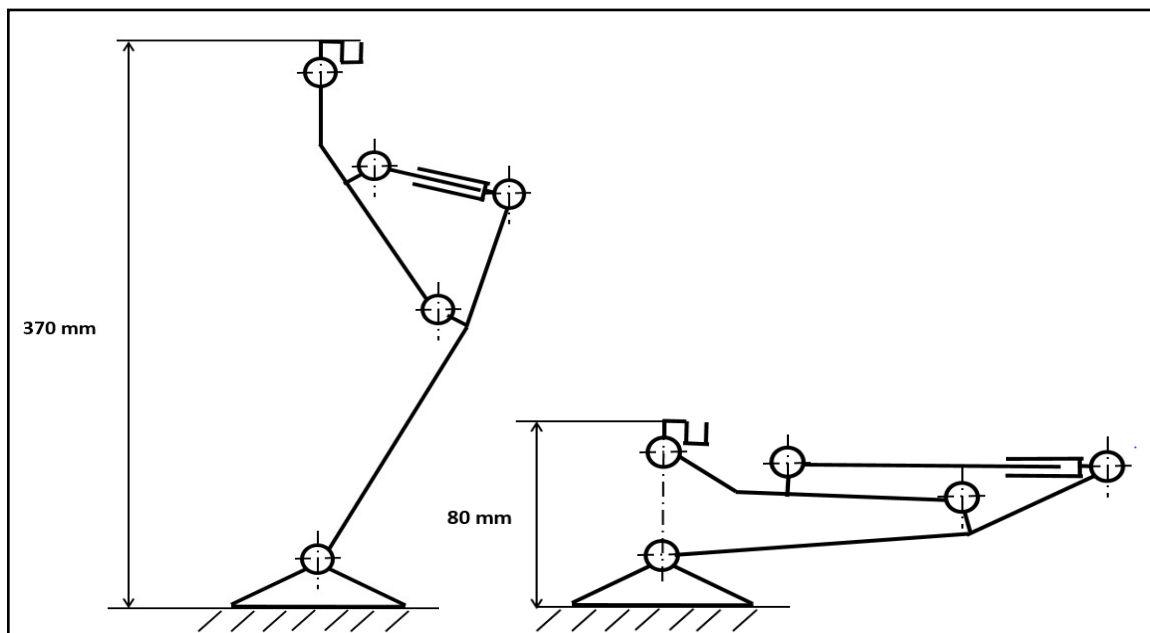
zdvih 80 – 370 mm; nosnost max. 1095 kg

zástavbový prostor ve složeném stavu:

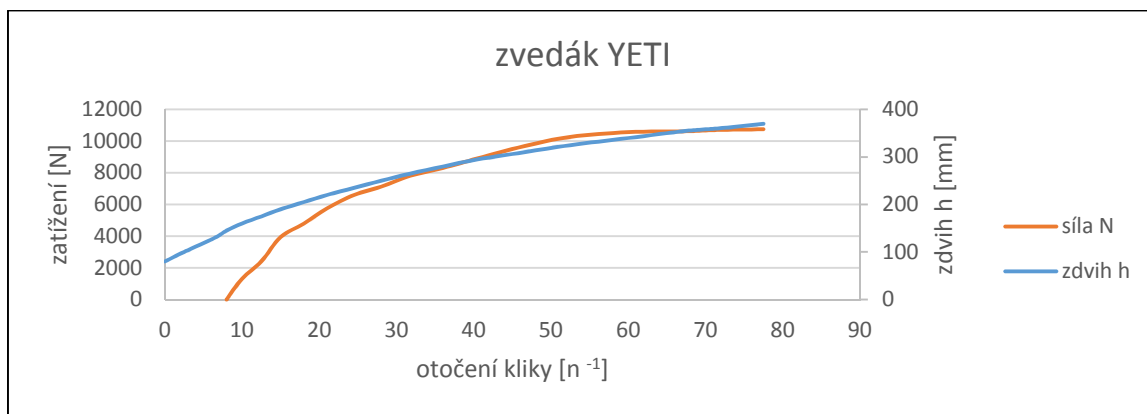
100 x 345 x 83 mm



Obrázek 10: Kloubový zvedák (YETI)



Obrázek 11: Kinematické schéma kloubového zvedáku (YETI) max., min. zdvih



Graf 3: Otočení kliky heveru YETI – zdvih – zatížení

Zvedák vyhovuje zadaným podmínkám pro vůz Yeti.

1.2.4 Octavia

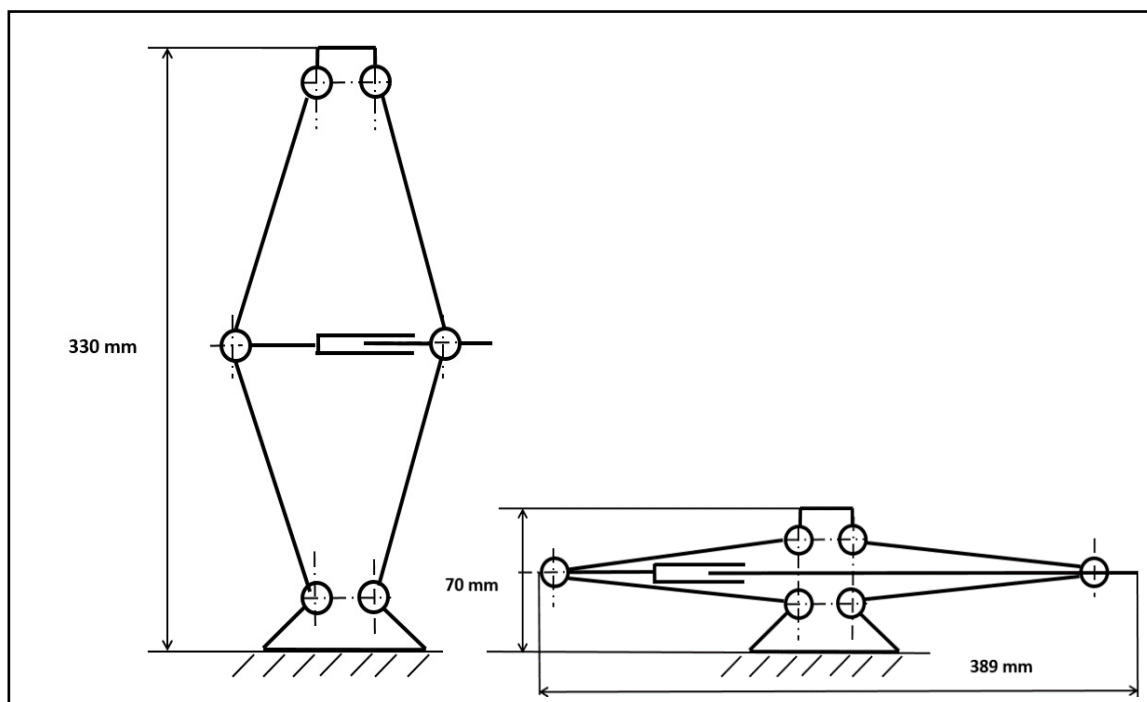
zdvih 70 – 330 mm; nosnost max. 1100 kg

zástavbový prostor ve složeném stavu:

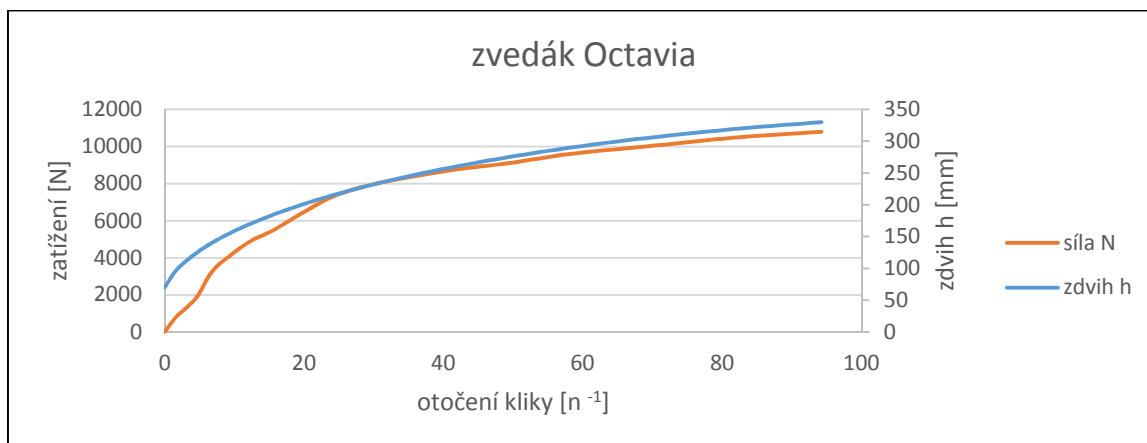
70 x 389 x 90 mm



Obrázek 12: Nůžkový zvedák (Octavia)



Obrázek 13: Kinematické schéma nůžkového zvedáku (Octavia) max., min. zdvih



Graf 4: Otočení kliky heveru Octavia – zdvih – zatížení

Zvedák vyhovuje zadaným podmínkám pro vůz Octavia.

1.2.5 Superb

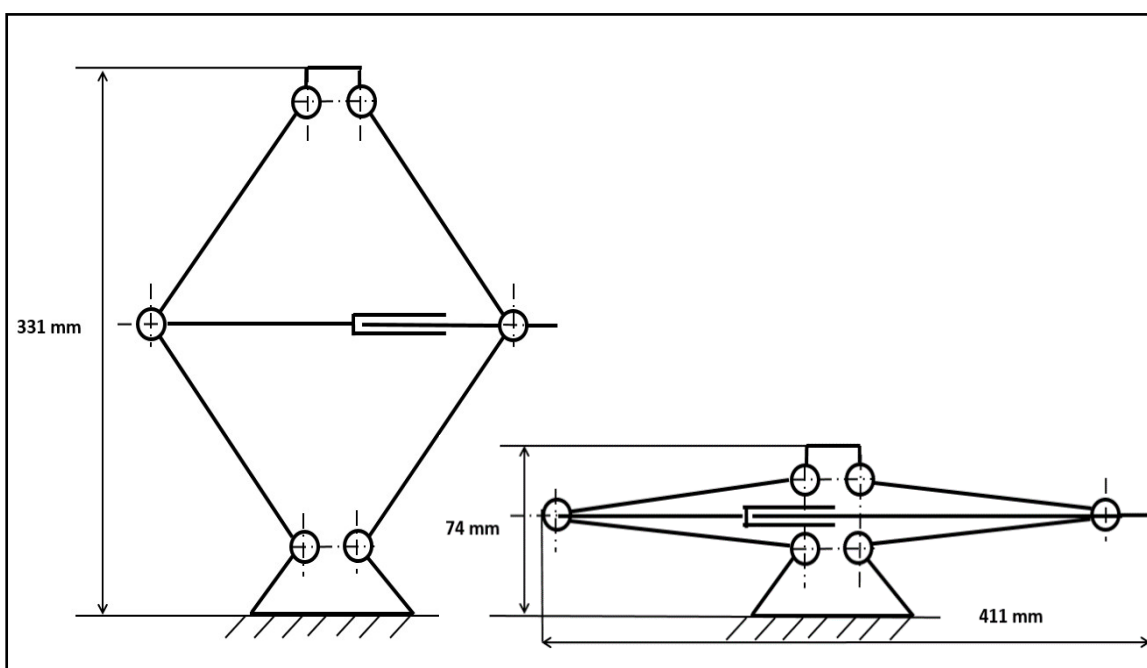
zdvih 70 – 331 mm; nosnost max. 1220 kg

zástavbový prostor ve složeném stavu:

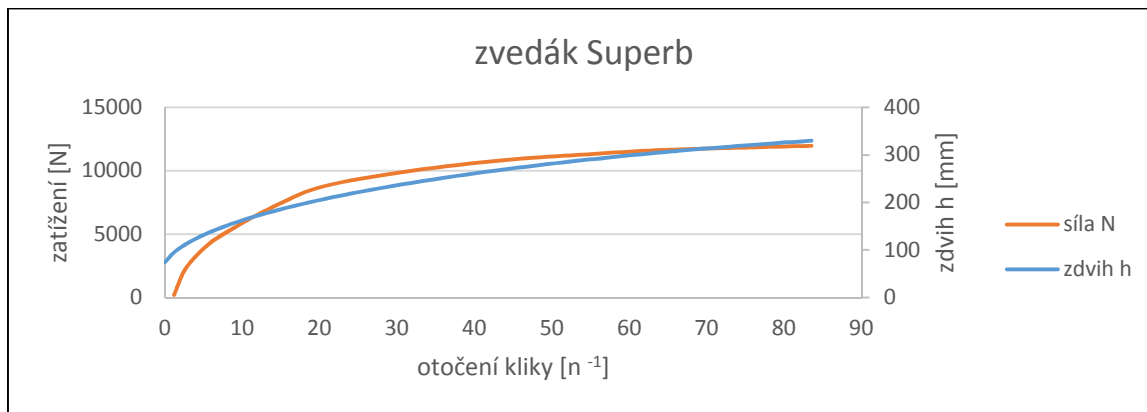
74 x 411 x 90 mm



Obrázek 14: Nůžkový zvedák (Superb)



Obrázek 15: Kinematické schéma nůžkového zvedáku (Superb) max., min. zdvih



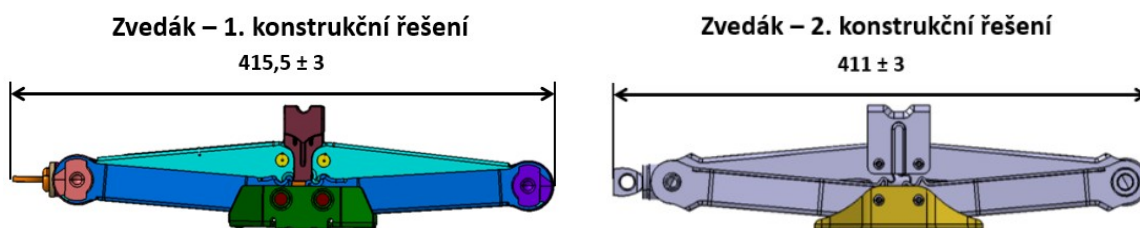
Graf 5: Otočení kliky heveru Superb – zdvih – zatižení

Zvedák vyhovuje zadaným podmínkám pro vůz Superb.

1.2.6 Kodiaq

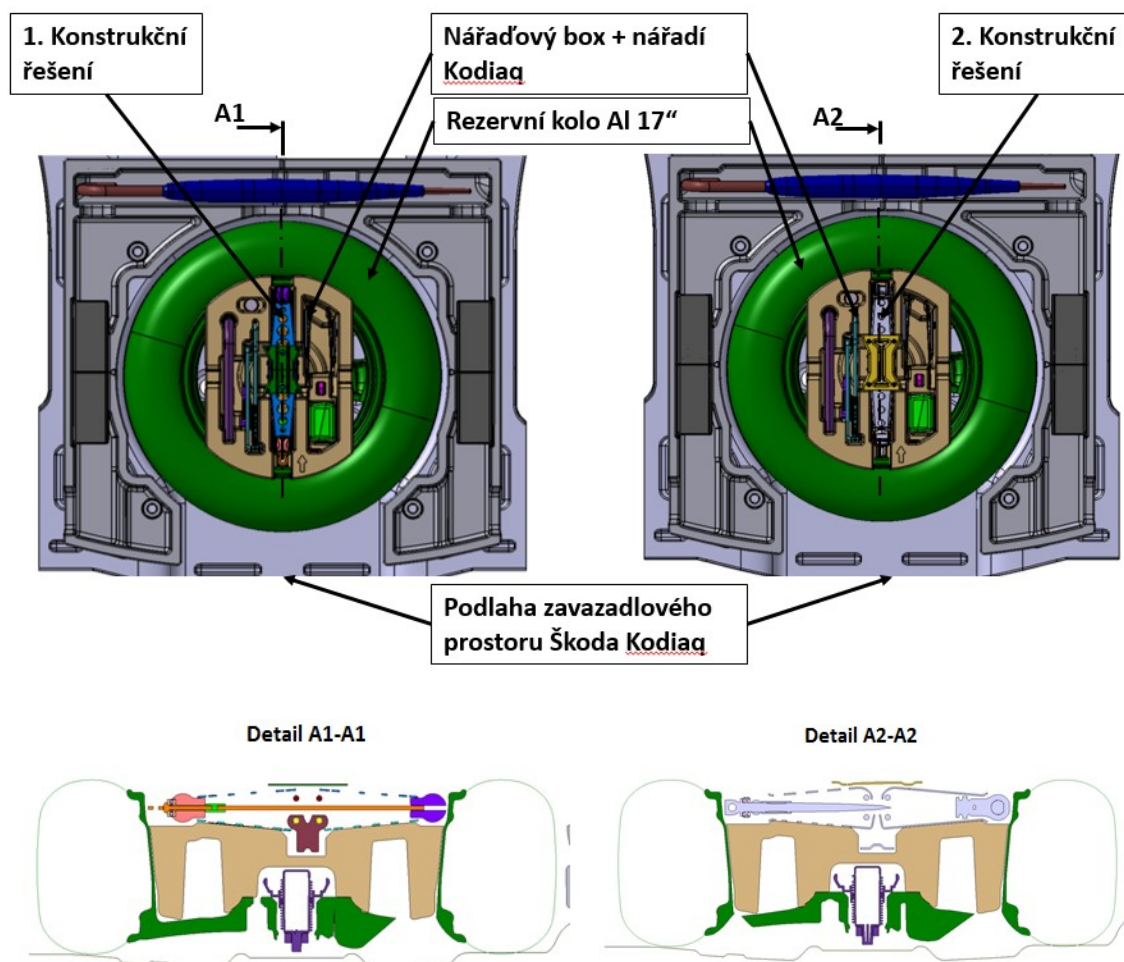
U vozu třídy A SUV+ (Kodiaq) bylo záměrem realizovat a užívat dvě konstrukční řešení zvedáku se separátními dodavateli z důvodů kapacitních a logistických. Z realizovaného 1. konstrukčního řešení zvedák pevnostně ani zástavbově nevyhověl požadovaným podmínkám, 2. konstrukční řešení vyhovuje požadovaným podmínkám.

Na základě uvedeného stavu je požadováno u vozu Kodiaq situaci prvního konstrukčního řešení zlepšit. Řešením této diplomové práce je navrhnout a vyvinout nový zvedák.

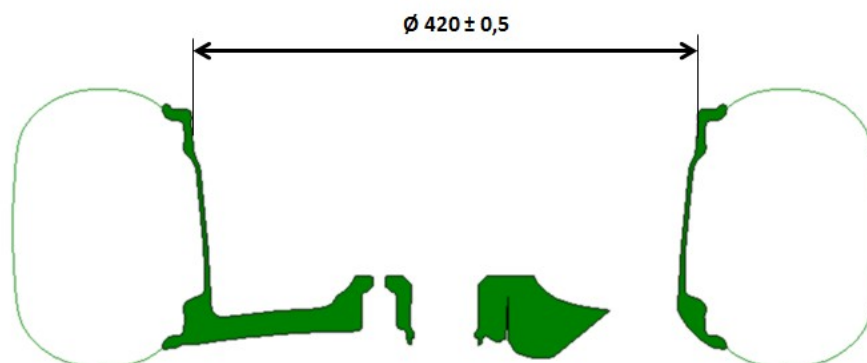


Obrázek 16: Škoda Kodiaq – zvedáky 1, 2 konstrukční řešení

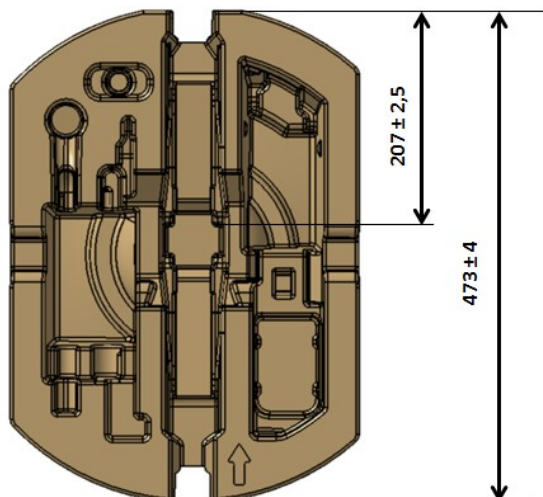
Umístění zvedáku do nářadového boxu v zavazadlovém prostoru.



Obrázek 17: Podlaha zavazadlového prostoru, rezervní kolo, nářadový box zvedák, nářadí Škoda Kodiaq



Obrázek 18: Škoda Kodiaq – rezervní Al kolo 17" (rozměr, tolerance disku)



Obrázek 19: Škoda Kodiaq – nářadový box (rozměry, tolerance disku)

Délka zvedáku ve složeném stavu [mm]	Disk [Ø mm]	Nářadový box – tolerance [mm]	Σ [mm]
1. Kons. řešení 415,5 ± 3	420 ± 0,5	± 2,5	- 1,5
2. Kons. řešení 411 ± 3	420 ± 0,5	± 2,5	3

Tabulka 1: Zvedák, nářadový box, Al. disk - součet tolerancí

Při zohlednění řetězce tolerancí jednotlivých komponent, dochází u 1. konst. řešení zvedáku ke kolizi zvedáku s Al diskem 17". Kolize je 1,5 mm. U 2. konst. řešení zvedáku při zohlednění všech tolerancí je vůle mezi zvedákem a Al diskem 17" 3 mm.

Kodiaq 2. konstrukční řešení – současný stav

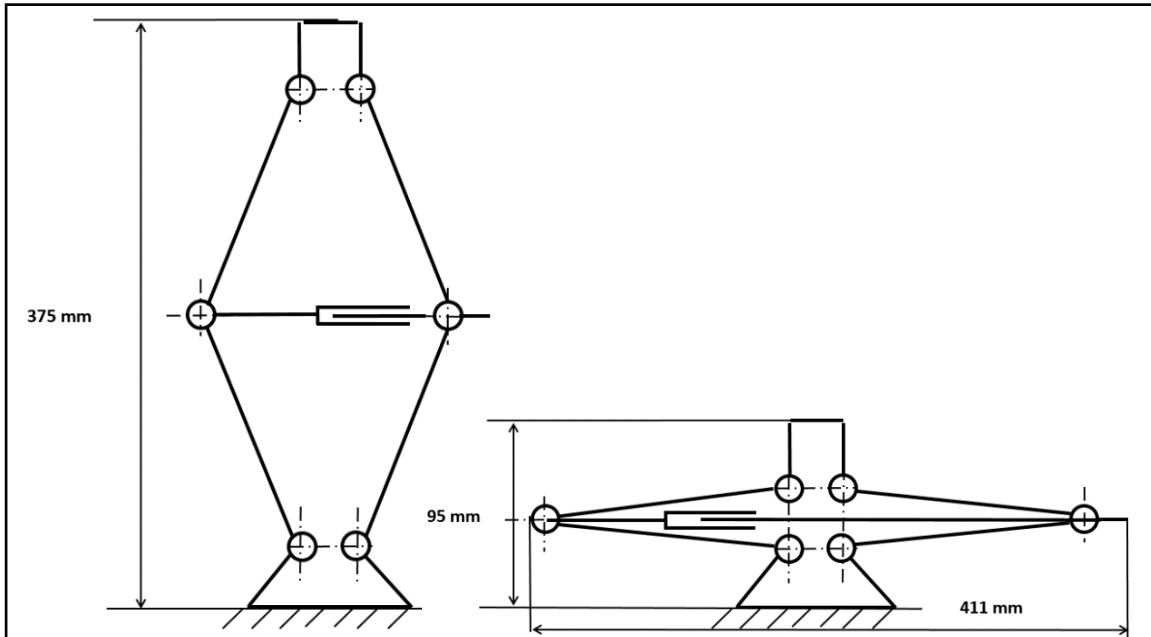
zdvih 95 – 372 mm; nosnost max. 1270 kg

zástavbový prostor ve složeném stavu:

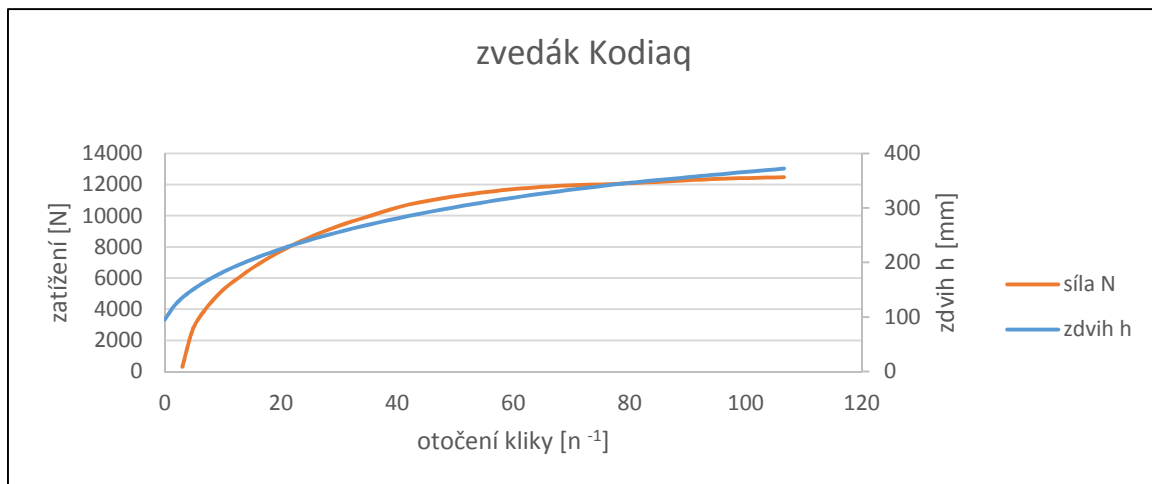
90 x 411 x 95 mm



Obrázek 20: Nůžkový zvedák (Kodiaq)



Obrázek 21: Kinematické schéma současného stavu nůžkového zvedáku (Kodiaq) max., min. zdvih



Graf 6: Otočení kliky heveru Kodiaq současný stav – zdvih – zatížení

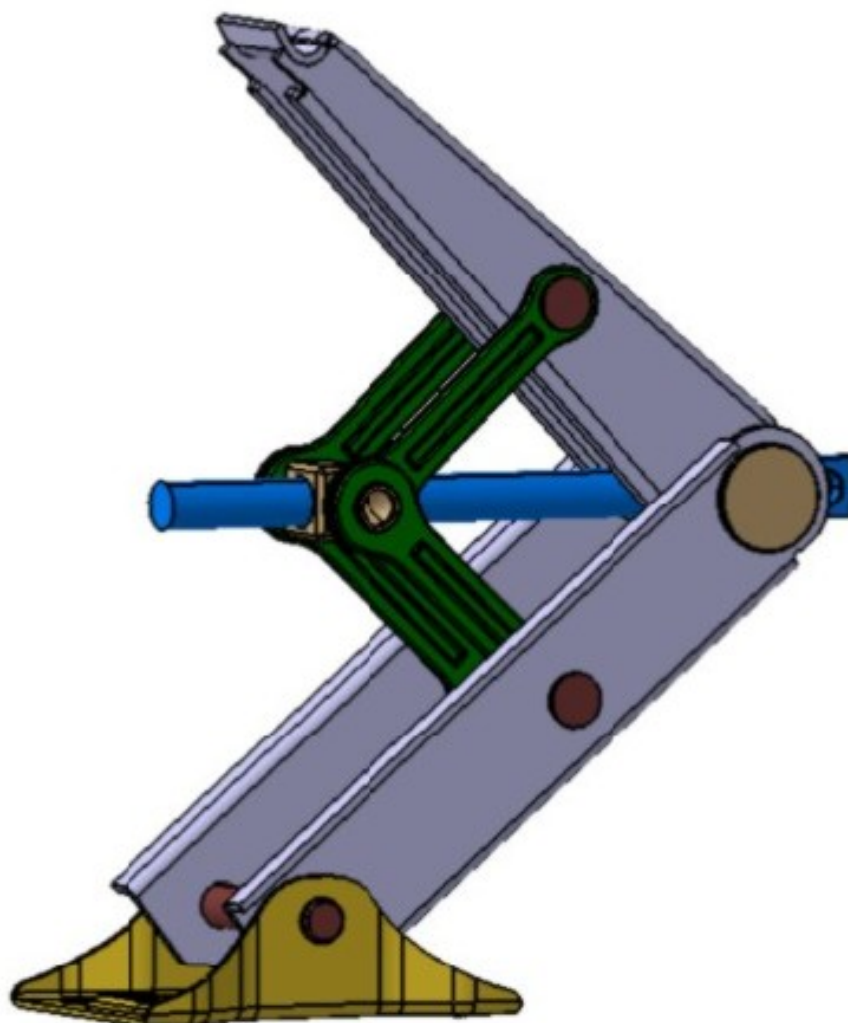
Zvedák (2. konstrukční řešení – současný stav) vyhovuje zadaným podmínkám pro vůz Kodiaq.

První konstrukční řešení nevyhovělo zadaným podmínkám.

Vzhledem k přetrvávajícím požadavkům mít k dispozici dva zvedáky je

žádoucí uvést k užívání paralelně k zrealizovanému nůžkovému zvedáku další funkční variantu zvedáku.

Z výše uvedených důvodů, jak již bylo v úvodu práce řečeno, předmětem řešení této diplomové práce je zvedák nového konstrukčního řešení. Toto konstrukční řešení by mělo nahradit neúspěšný projekt 1. konstrukčního řešení zvedáku při splnění všech technických požadavků. Navržený koncept by měl být jednodušší případ nůžkového mechanismu, pouze s dvěma hlavními rameny a výrazně menšími zástavbovými rozměry.



Obrázek 22: Navržený zvedák

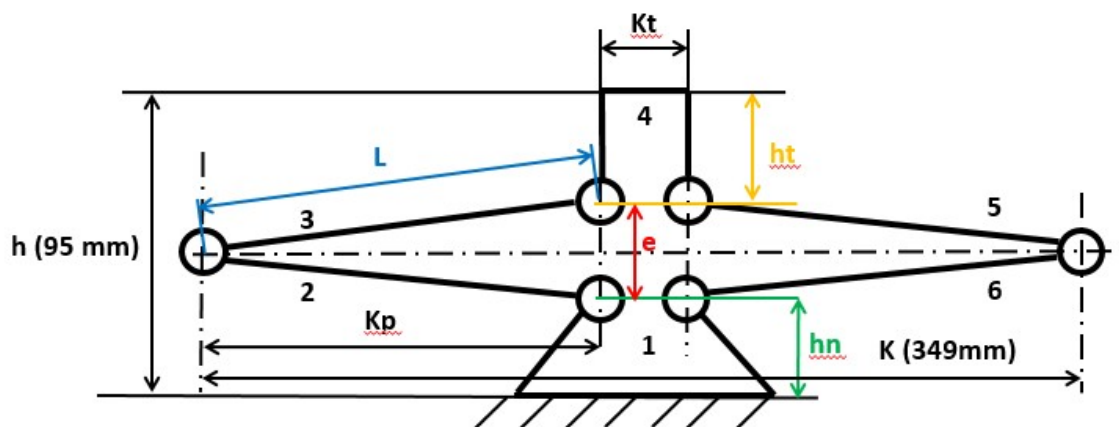
2 Kinematický rozbor zdvihacího zařízení pro vůz Škoda Kodiaq

2.1 Kinematický, silový rozbor existujícího konstrukčního řešení – nůžkový zvedák (2. konstrukční řešení)

současný stav: zdvih 95 – 372 mm; nosnost max. 1270 kg

zástavbový prostor ve složeném stavu: 90 x 411 x 95 mm

2.1.1 Kinematický rozbor existujícího konstrukčního řešení – nůžkový zvedák



Obrázek 23: Současný zvedák (2. kons. řešení)

Výpočet stupňů volnosti:

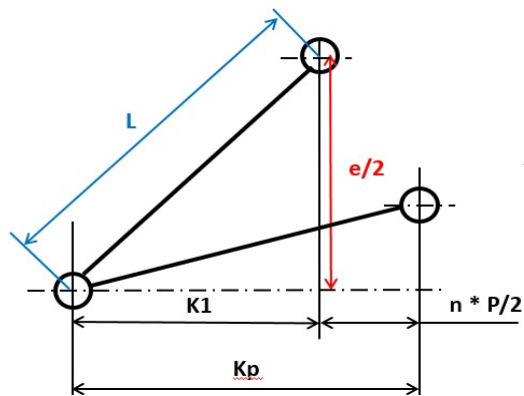
$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2r - 2p - 2v - 1o - 1 \text{ symetrie} \Rightarrow 3 \cdot (6 - 1) - 2 \cdot 6 - 0 - 0 - 0 - 1 = 2$$

u zvedáku je mezi ramenem 2 a 6 zabezpečena vazba, zůstává $i = 1$

Vstupní hodnoty pro výpočet		
L - délka ramene	160,00	(mm)
n - otáčky vřetene	0 - 107	n^{-1}
P - stoupání vřetene	2	(mm)
K - max. šířka zvedáku	349	(mm)
ht - výška třmene	44,50	(mm)
hn- výška nohy	23,00	(mm)
Kt- šířka třmene	30,50	(mm)
$Kp = (K - Kt)/2$	159,25	(mm)

Tabulka 2: Hodnoty současného zvedáku (rozměry)

Z geometrie zvedáku byly odvozeny rovnice:



$$K1 = Kp - n * \frac{P}{2}$$

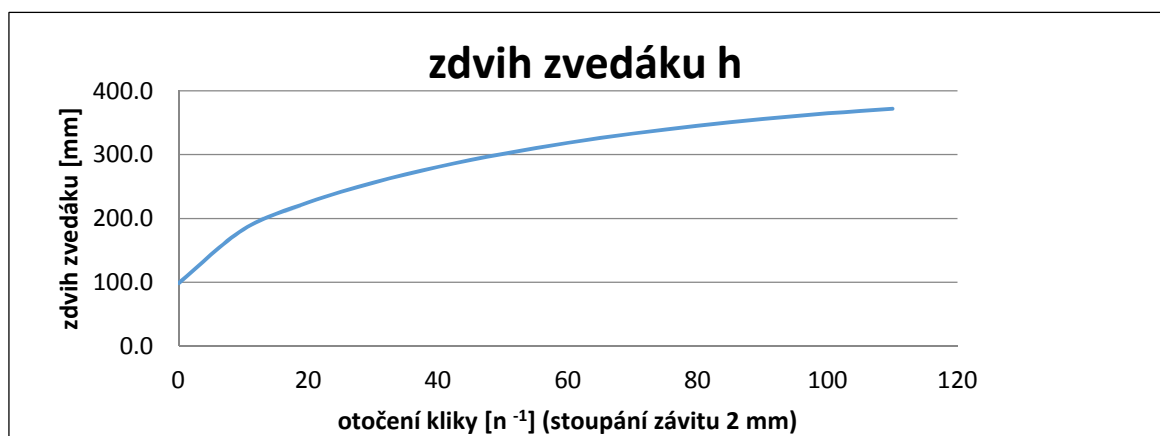
$$L^2 = \left(\frac{e}{2}\right)^2 + K1^2$$

$$e = \sqrt{L^2 - \left(Kp - n * \frac{P}{2}\right)^2} * 2$$

Obrázek 24: Kinematika ramen $h = e(n) + Vt + Vn$

otočení kliky	zdvih	délka ramene	délka závitu složený stav	stoupání závitů	výška třmene	výška nohy	zdvih zvedáku
n	e	L	Kp	P	ht	hn	h
0	30,9	160	159,25	2	44,5	23	98,4
10	115,3	160	159,25	2	44,5	23	182,8
20	157,6	160	159,25	2	44,5	23	225,1
30	188,6	160	159,25	2	44,5	23	256,1
40	213,3	160	159,25	2	44,5	23	280,8
50	233,8	160	159,25	2	44,5	23	301,3
60	251,0	160	159,25	2	44,5	23	318,5
70	265,6	160	159,25	2	44,5	23	333,1
80	278,0	160	159,25	2	44,5	23	345,5
90	288,5	160	159,25	2	44,5	23	356,0
100	297,3	160	159,25	2	44,5	23	364,8
110	304,5	160	159,25	2	44,5	23	372,0

Tabulka 3: Současný zvedák, závislost otočení kliky zvedáku na zdvihu zvedáku



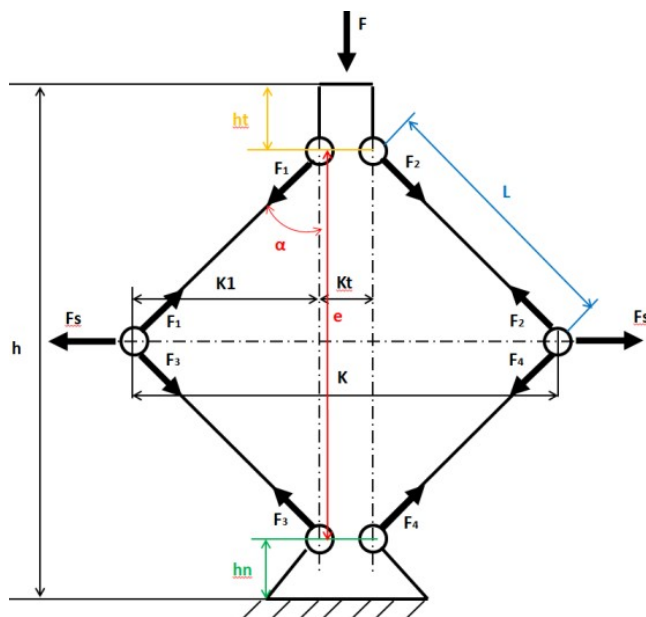
Graf 7: Současný zvedák otočení kliky – zdvih heveru

2.1.2 Silový rozbor existujícího konstrukčního řešení – nůžkový zvedák

V této kapitole byla provedena analýza silových poměrů současného zdvihacího zařízení pro následné porovnání s navrhovaným řešením.

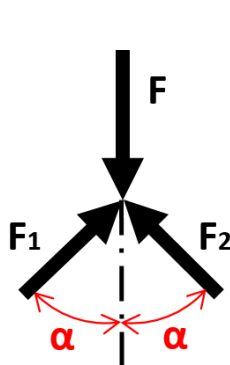
Vstupní hodnoty pro výpočet		
L - délka ramene	160	(mm)
ht - výška třmene	44,5	(mm)
hn - výška nohy	23	(mm)
Kt - šířka třmene	30,5	(mm)
Statická zkouška	$h = 294$	(mm)
Max. zdvih	$h = 372$	(mm)

Tabulka 4: Hodnoty současného zvedáku (rozměry)



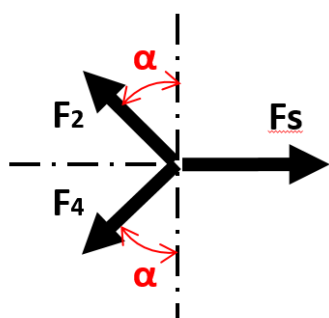
Obrázek 25: Současný stav zvedáku – silové poměry

Silový rozbor



$$\begin{aligned} \uparrow F_1 \cdot \cos \alpha + F_2 \cdot \cos \alpha - F &= 0 \\ \rightarrow F_1 \cdot \sin \alpha - F_2 \cdot \sin \alpha &= 0 \quad \Rightarrow F_1 = F_2 \\ 2 \cdot F_1 \cdot \cos \alpha &= F \\ F_1 &= F / 2 \cdot \cos \alpha \end{aligned}$$

Uvolnění kloubu

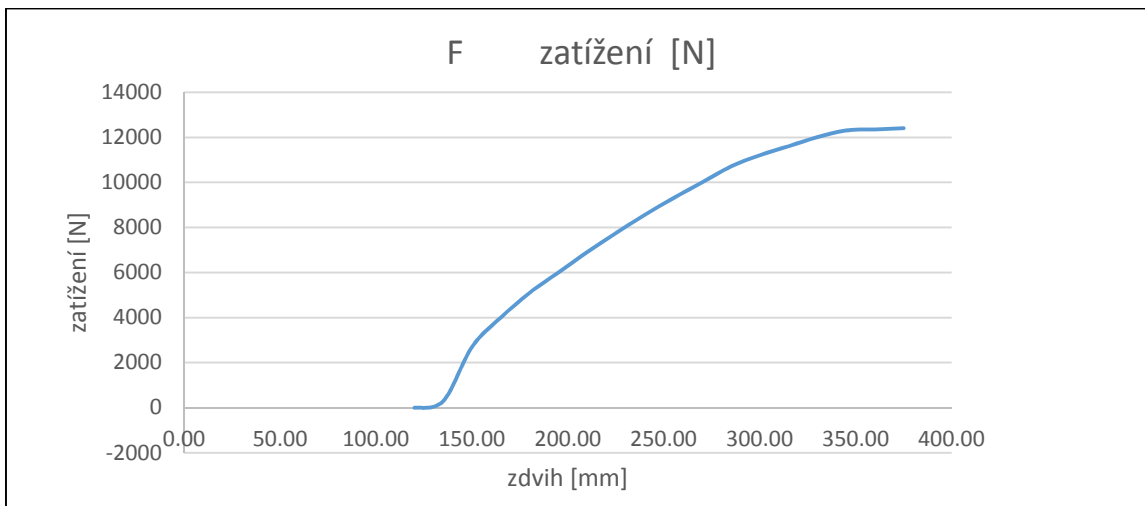


$$\begin{aligned} \uparrow F_2 \cdot \cos \alpha - F_4 \cdot \cos \alpha &= 0 \quad \Rightarrow F_2 = F_4 \\ \rightarrow -F_2 \cdot \sin \alpha - F_4 \cdot \sin \alpha + F_s &= 0 \\ 2 \cdot F_2 \cdot \sin \alpha &= F_s \end{aligned}$$

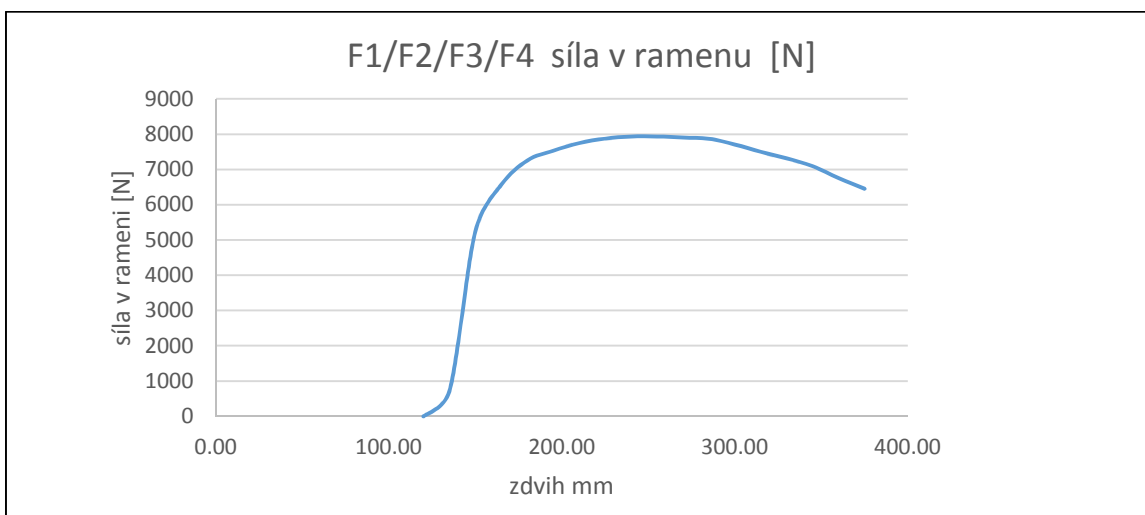


Vstupní hodnoty		Získané hodnoty			
h výška zvedáku	F zatížení	e	α	F1/F2/F3/F4 síla v ramenu	Fs/Fs' síla v matici/nosníku
[mm]	[N]	[mm]	[°]	[N]	[N]
95	0	28	85	0	0
120	0	53	81	0	0
135	300	68	78	711	1390
150	2700	83	75	5236	10119
165	4000	98	72	6564	12504
180	5100	113	69	7253	13581
195	6000	128	67	7529	13812
210	6900	143	64	7747	13874
225	7750	158	61	7873	13707
240	8550	173	57	7930	13359
255	9300	188	54	7936	12862
270	10000	203	51	7901	12236
285	10700	218	47	7871	11547
300	11200	233	43	7708	10592
315	11600	248	39	7499	9507
330	12000	263	35	7314	8366
345	12300	278	30	7092	7063
360	12350	293	24	6756	5480
375	12400	308	16	6452	3571

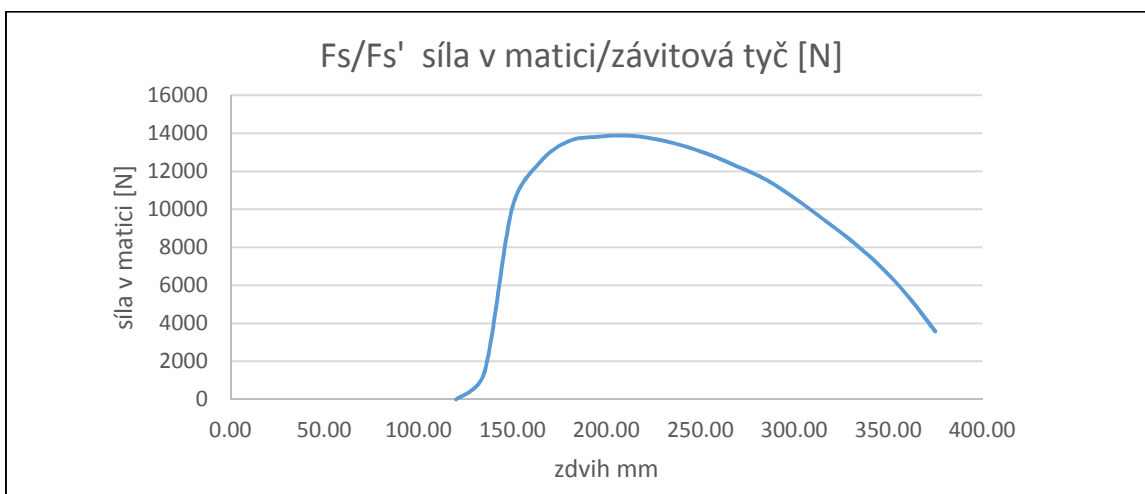
Tabulka 5: Silové poměry v mechanismu současného zvedáku



Graf 8: Zdvih – zatížení zvedáku současný stav



Graf 9: Zdvih – zatížení v ramenu zvedáku současný stav



Graf 10: Zdvih – zatížení v matici, závitové tyče zvedáku současný stav

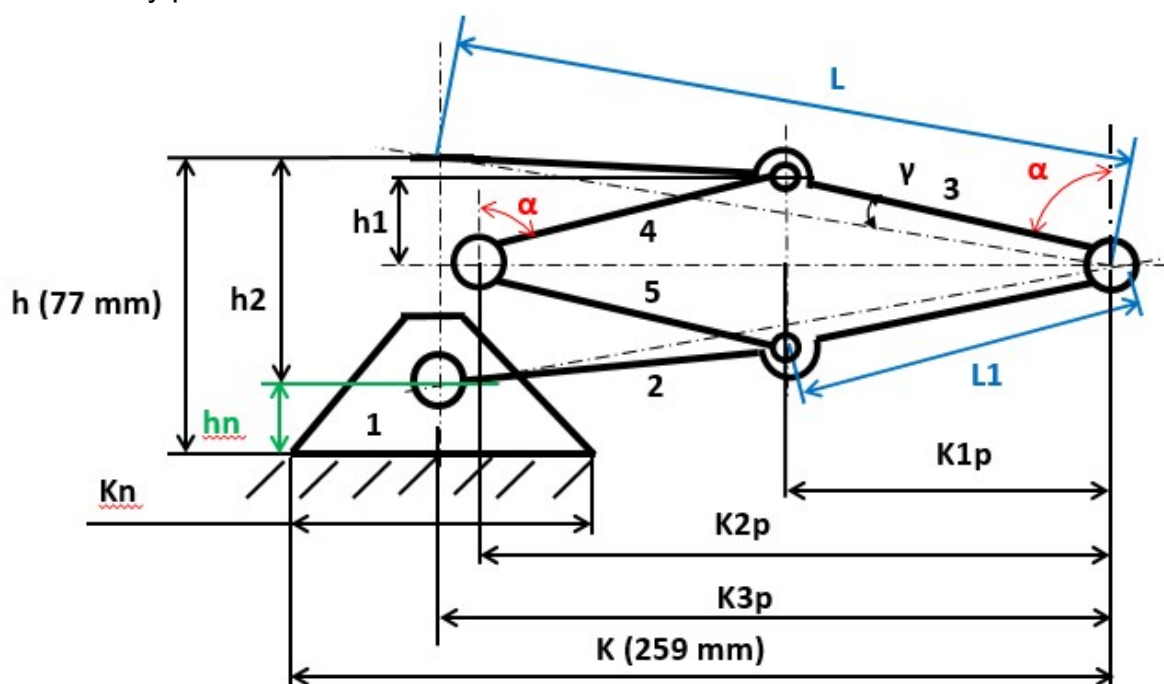
2.2 Kinematický, silový rozbor navrhovaného zvedáku

2.2.1 Kinematický rozbor navrhovaného zvedáku

Pro porovnání se současným stavem je dále prezentován kinematický rozbor navrhovaného řešení této diplomové práce.

stav: zdvih 90 – 375 mm; nosnost max. 1270 kg

zástavbový prostor ve složeném stavu: 90 x 310 x 77mm



Obrázek 26: Kinematické schéma navrženého zvedáku

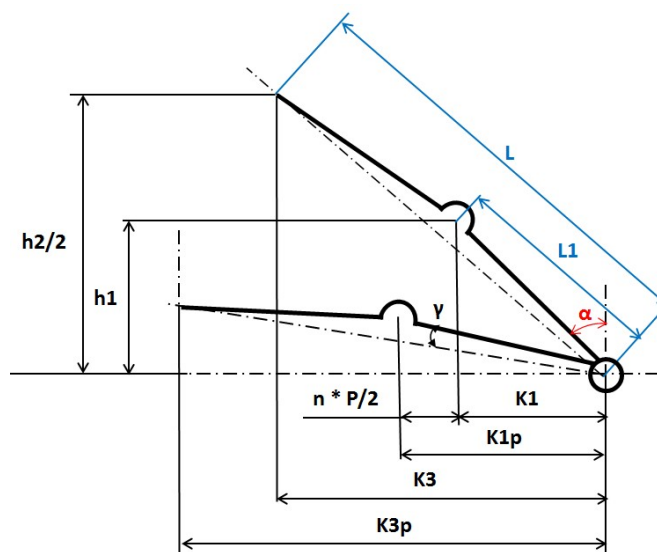
Výpočet stupňů volnosti:

$$i = 3 \cdot (n - 1) - 2r - 2p - 2v - 1o \Rightarrow 3 \cdot (5 - 1) - 2 \cdot 5 - 0 - 0 - 0 = i = 2$$

Vstupní hodnoty		
L - délka ramene	2000	(mm)
L1 - délka táhla	90	(mm)
n - otáčky vřetene	0 - 47	n ⁻¹
P - stoupání vřetene	2	(mm)
K - max. šířka zvedáku	259	(mm)
K2p - přepravní šířka mechanismu	177	(mm)
hn- výška nohy	31	(mm)
Kn- šířka nohy	120	(mm)
K1p = k2p/2	88,5	(mm)
K3p = K - Kn/2	199	(mm)

Tabulka 6: Hodnoty navrhovaného zvedáku (rozměry)

Z geometrie navrženého zvedáku byly odvozeny rovnice:



$$K1 = K1p - n * \frac{P}{2}$$

$$L1^2 = h1^2 + K1^2$$

$$h1 = \sqrt{L1^2 - \left(K1p - n * \frac{P}{2}\right)^2}$$

$$\cos \alpha = \frac{h1(n)}{L1}$$

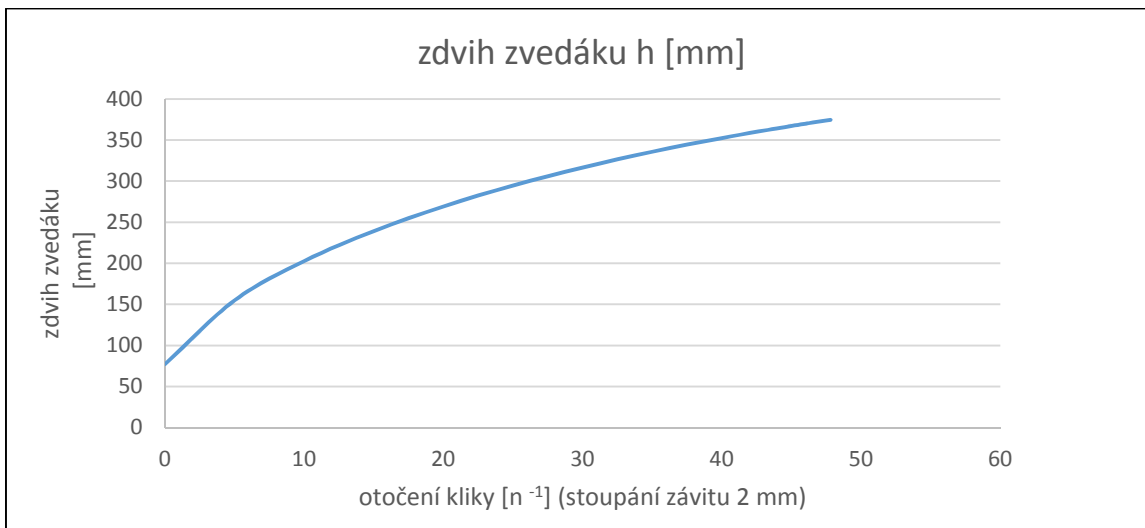
$$h2 = \cos(n)(\alpha + \gamma) * L * 2$$

Obrázek 27: Kinematika ramen navrženého zvedáku $h = h2(n) + hn$

Pomocí uvedených rovnic byl vypočítán zdvih zvedáku v závislosti na otočení šroubu (kliky) viz tab.7

otočení kliky	zdvih	délka ramene	délka závitu složený stav	stoupání závítů	úhel α	úhel γ	zdvih	výška nohy	zdvih zvedáku
n	h1	L1	K1p	P	α	γ	h2	hn	h
0	16,4	90	88,5	2	79,5	3,18	46,1	31	77,2
5	33,6	90	88,5	2	68	3,18	123,9	31	155,0
10	44,0	90	88,5	2	60,7	3,18	171,7	31	202,8
15	51,9	90	88,5	2	54,7	3,18	208,3	31	239,4
20	58,4	90	88,5	2	49,5	3,18	238,4	31	269,4
25	63,8	90	88,5	2	44,8	3,18	263,8	31	294,9
30	68,4	90	88,5	2	40,1	3,18	285,8	31	316,8
35	72,4	90	88,5	2	36,4	3,18	304,9	31	336,0
40	75,8	90	88,5	2	32,6	3,18	321,7	31	352,7
45	78,8	90	88,5	2	28,9	3,18	336,4	31	367,4
47,8	80,3	90	88,5	2	26,8	3,18	343,8	31	374,8

Tabulka 7: Navržený zvedák, závislost otočení kliky zvedáku na zdvihu zvedáku



Graf 11: Navržený zvedák otočení kliky – zdvih heveru

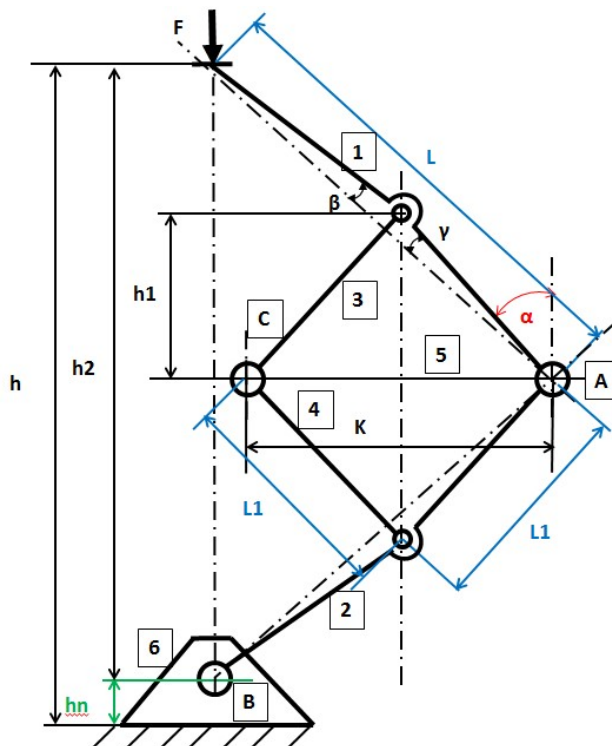
2.2.2 Silový rozbor navrhovaného zvedáku

Tato kapitola se bude zabývat analýzou silových poměrů navrhovaného zvedáku. Použiji k tomu metodu uvolňování, pro každé těleso jsou sestaveny Newton-Erleovy rovnice.

Vstupní hodnoty		
L - délka ramene	200	(mm)
L1 – délka táhla	90	(mm)
hn- výška nohy	31	(mm)
Statická zkouška	$h = 294$	(mm)
Max. zdvih	$h = 375$	(mm)

Tabulka 11: Hodnoty navrhovaného zvedáku (rozměry)

1	Horní rameno
2	Dolní rameno
3	Horní táhlo
4	Dolní táhlo
5	Šroub
6	Patka zvedáku
A;B;C	Uzlové body

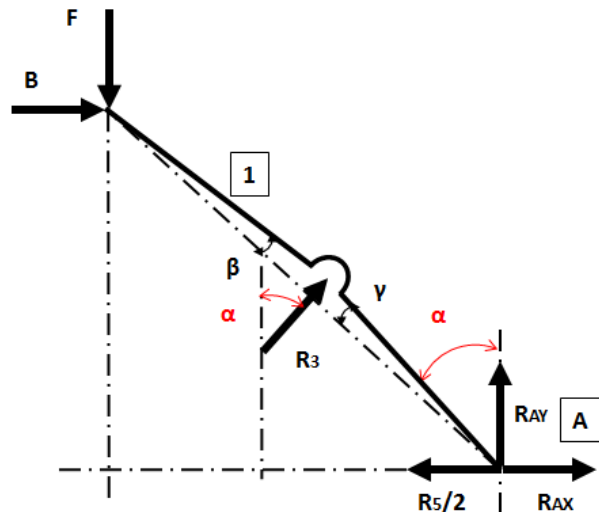


Obrázek 28: Navržený zvedák – silové poměry

Tabulka 12: Označení jednotlivých částí zvedáku

uvolnění horního ramene

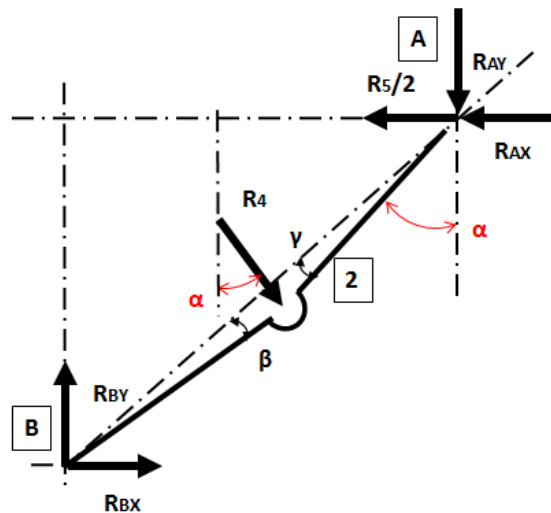
$$\begin{aligned} \uparrow \quad R_{AY} - F + R_3 \cdot \cos \alpha &= 0 \\ \rightarrow \quad B + R_3 \cdot \sin \alpha + R_{AX} - R_5 / 2 &= 0 \\ \curvearrowright \quad F \cdot \sin(\alpha + \gamma) \cdot L - B \cdot \cos(\alpha + \gamma) \cdot L - R_3 \cdot \cos \alpha \cdot L_1 \cdot \sin \alpha - R_3 \cdot \sin \alpha \cdot L_1 \cdot \cos \alpha &= 0 \end{aligned}$$



Obrázek 29: Silové poměry horního ramene navrženého zvedáku

2 – spodní rameno

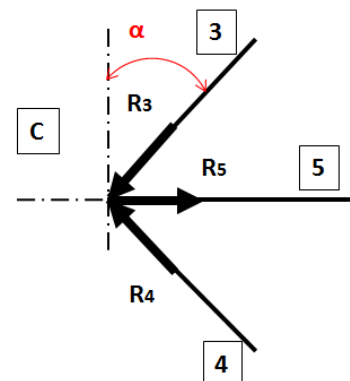
$$\begin{aligned} \uparrow \quad R_{BY} - R_{AY} - R_4 \cdot \cos \alpha &= 0 \\ \rightarrow \quad R_{BX} + R_4 \cdot \sin \alpha - R_{AX} - R_5 / 2 &= 0 \\ \curvearrowright \quad R_{BX} \cdot \cos(\alpha + \gamma) \cdot L - R_{BY} \cdot \sin(\alpha + \gamma) \cdot L - R_4 \cdot \cos \alpha \cdot L_1 \cdot \sin \alpha - R_4 \cdot \sin \alpha \cdot L_1 \cdot \cos \alpha &= 0 \end{aligned}$$



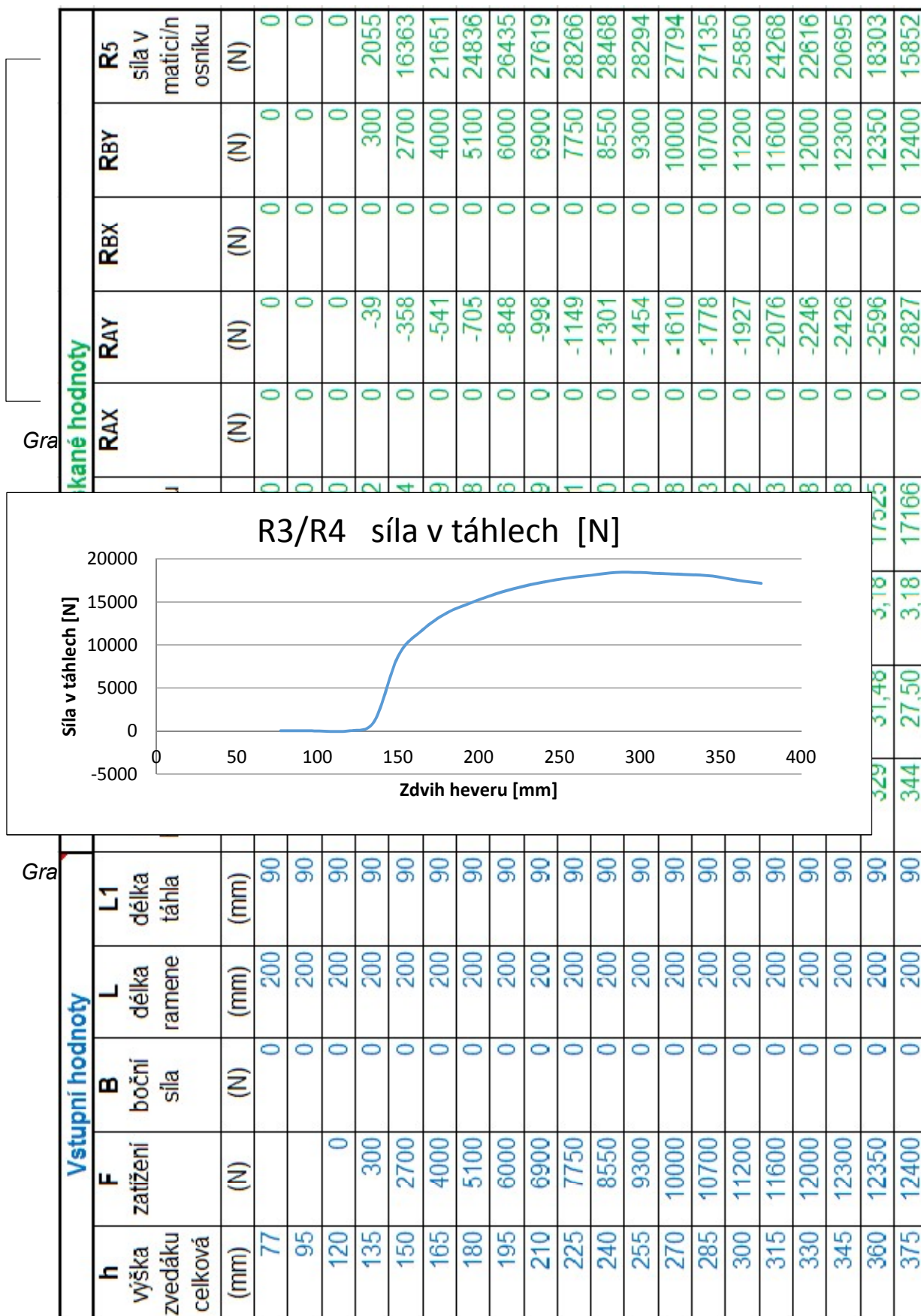
Obrázek 30: Silové poměry spodního ramene navrženého zvedáku

C – uzlový bod

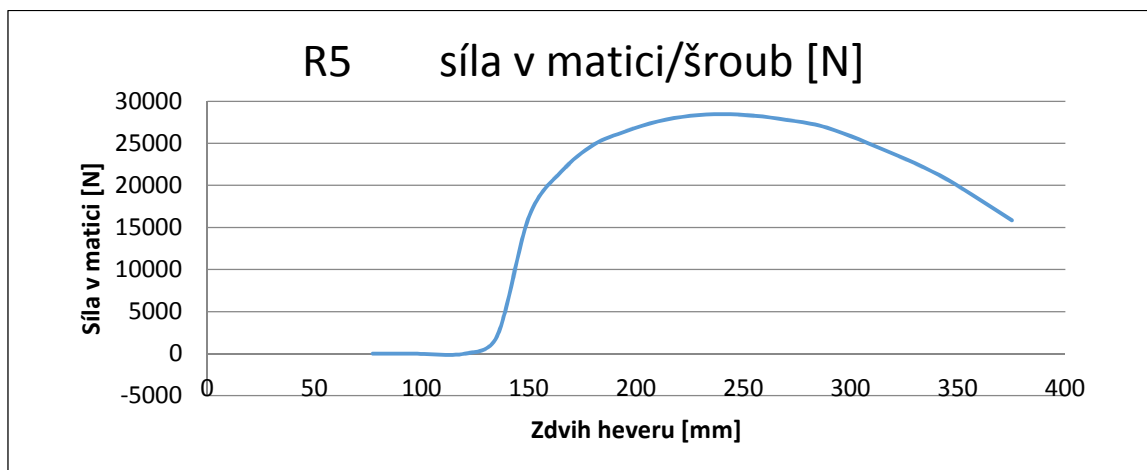
$$\begin{aligned} \uparrow \quad R_4 \cdot \cos \alpha - R_3 \cdot \cos \alpha &= 0 \quad \Rightarrow R_3 = R_4 \\ \rightarrow \quad -R_4 \cdot \sin \alpha - R_3 \cdot \sin \alpha + R_5 &= 0 \\ 2 \cdot R_3 \cdot \sin \alpha &= R_5 \end{aligned}$$



Obrázek 31: silové poměry v uzlovém bodě C navrženého zvedáku



Tabulka 13: silové poměry v mechanismu navrženého zvedáku



Graf 19: Zdvih – zatížení v matici, závitové tyči navrženého zvedáku

Zhodnocení výsledků: u navrženého zvedáku jsou síly v táhlech, matici, šroubu větší než u současného zvedáku. Zatěžující síla je shodná.

3 Konstrukční návrh navrhované varianty zdvihacího zařízení

3.1 Obecné podmínky pro konstrukci zvedáku pro vozy do 3 500 kg

Při návrhu konstrukce zvedáku pro daný vůz je nutné znát zatěžující křivku tzv. Kuznetsovu křivku. Ta slouží k určení vertikální síly, která působí na zvedák, stanovení max. zdvihu zvedáku, podélného a bočního posuvu karoserie. Křivka se zjišťuje na všech upevňovacích místech karoserie (zesílený práh) pro zvedák (obr. 30).

Metodika stanovení Kuznetsovy křivky:

- Vůz se postaví na rovnou plochu.
- Jako podklad se doporučuje použít asfalt nebo vymývané betonové desky, které zabraňují sklouznutí vozu během zkoušky.
- Ruční brzda vozu se zatáhne a zařadí se 1. rychlostní stupeň převodovky, resp. parkovací pozice u automatické převodovky.
- Vůz se naloží na dohodnutou max. hmotnost a přídatné závaží (pytle s pískem, figuríny) se rozloží tak, aby na přední nápravě (přední uchycení), resp. na zadní nápravě (zadní uchycení) bylo dosaženo

maximálního přípustného zatížení nápravy příslušného vozu. Přitom je nutné dbát na to, aby byla zátěž rozložena stejnoměrně na obou stranách v podélné ose vozu.

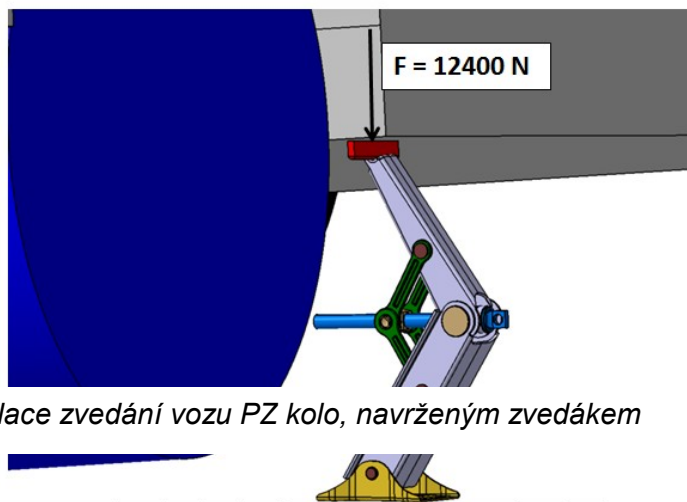
- Vzduch v pneumatice na kole, které má být zvednuto se kompletně vypustí. Provádí se postupně u všech kol na voze.

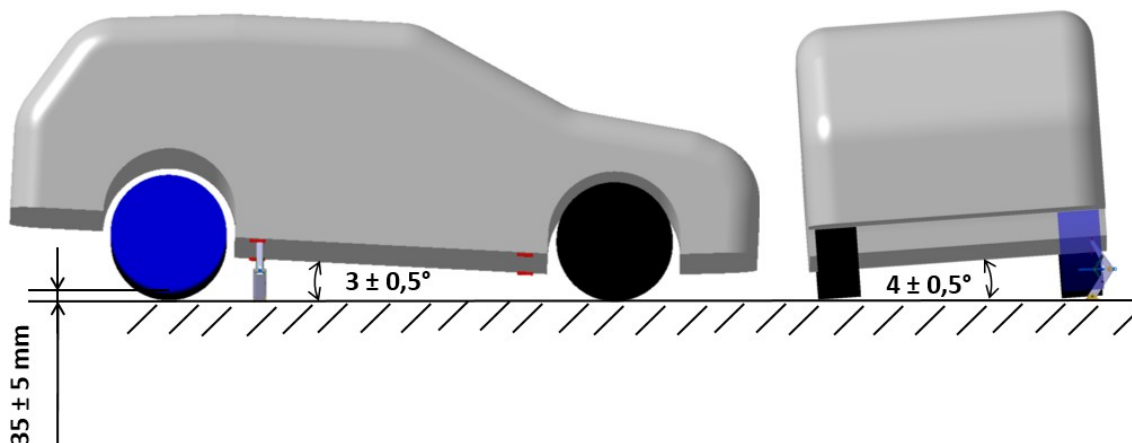
Sledované parametry:

- Vertikální síla F_z , která působí v místě uchycení zvedáku
- Výška zdvihu zvedáku h
- Podélný a boční posuv s_x a s_y vozu na místě uchycení zvedáku
- Povolené odchylky měření jsou $\pm 100\text{N}$ pro síly a $\pm 1\text{mm}$ pro dráhy
- Měřené veličiny se zachycují přes výšku zdvihu s roztečí menší než 15mm . Doporučuje se zaznamenání časových signálů.

Zvedák pro určený vůz musí splňovat základní podmínky:

- Zvedák nesmí samovolně klesnout z žádné pozice zdvihu a při žádném stavu zatížení.
- Ovládací síla na klice zvedáku smí činit max. 80 N .
- Možnost nasazení zvedáku na práh karoserie vozidla při vypuštěné i napuštěné pneumatice vpředu i vzadu.
- Možnost zvednutí vozu při pohotovostní i maximální hmotnosti vozu.
- Při max. zdvihu zvedáku, kdy vůz je na rovné ploše, musí být volný průchod mezi vozovkou a pneumatikou $\geq 30\text{ mm}$ (obr. 28).
- Omezení zdvihu, nesmí být možné ovládnutí páky nad horní bod dorazu.
- Min. životnost zvedáku musí být 12 let, $300\,000\text{ km}$.
- Zatížení zvedáku do 2000 kg – tlak na dosedací plochu zvedáku s podložkou (vozovkou) je max. $1,885\text{ N/mm}^2$ (obr. 29). Pokud je zatížení $\geq 2000\text{ kg}$ je dosedací plocha zvedáku min. 13000 mm^2 . Tlak na dosedací plochu zvedáku od vozovky je max. $1,51\text{ N/mm}^2$.





Obrázek 33: Detail simulace zvedání vozidla PZ kola zvedákem, max. zatížení zvedáku

3.1.1 Zjištění Kuznetsovy křivky

Kuznetsova křivka byla sledována na prototypovém voze KODIAQ. Vozidlo bylo zvedáno pomocí přípravku jeřábem (obr. 30). Přípravek byl umístěn do karoserie v místě, kde se umísťuje zvedák. Mezi jeřábem a přípravkem byl umístěn siloměr. Vozidlo bylo zvedáno do výšky tak, až nafouknuté kolo bylo vzdáleno od vozovky 40 mm. Sledovány byly dráhy posuvů karoserie v osách x, y, z, dále byla sledována zatěžující síla na háku zvedáku nutná ke zvednutí vozidla.

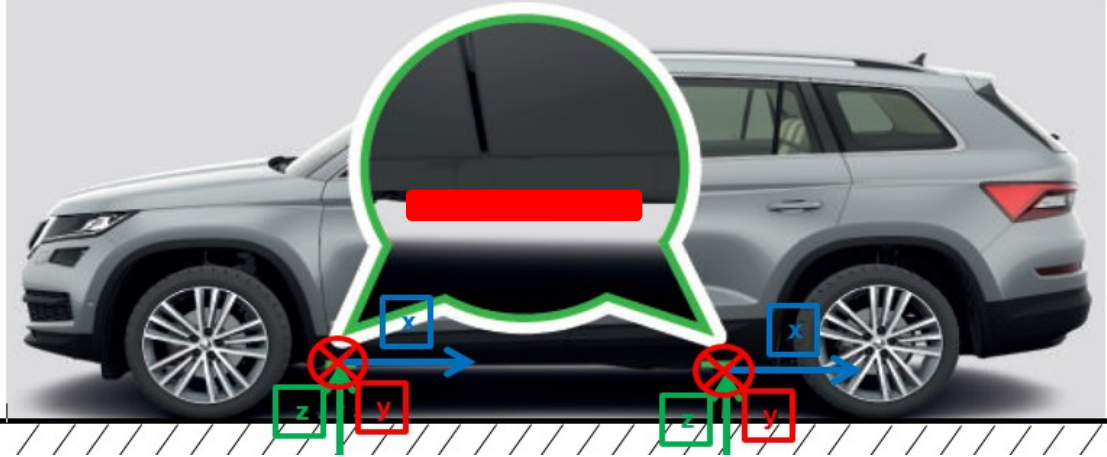
Obrázek 34: Měření Kuznetsovy křivky



K měření bylo použito toto vybavení:

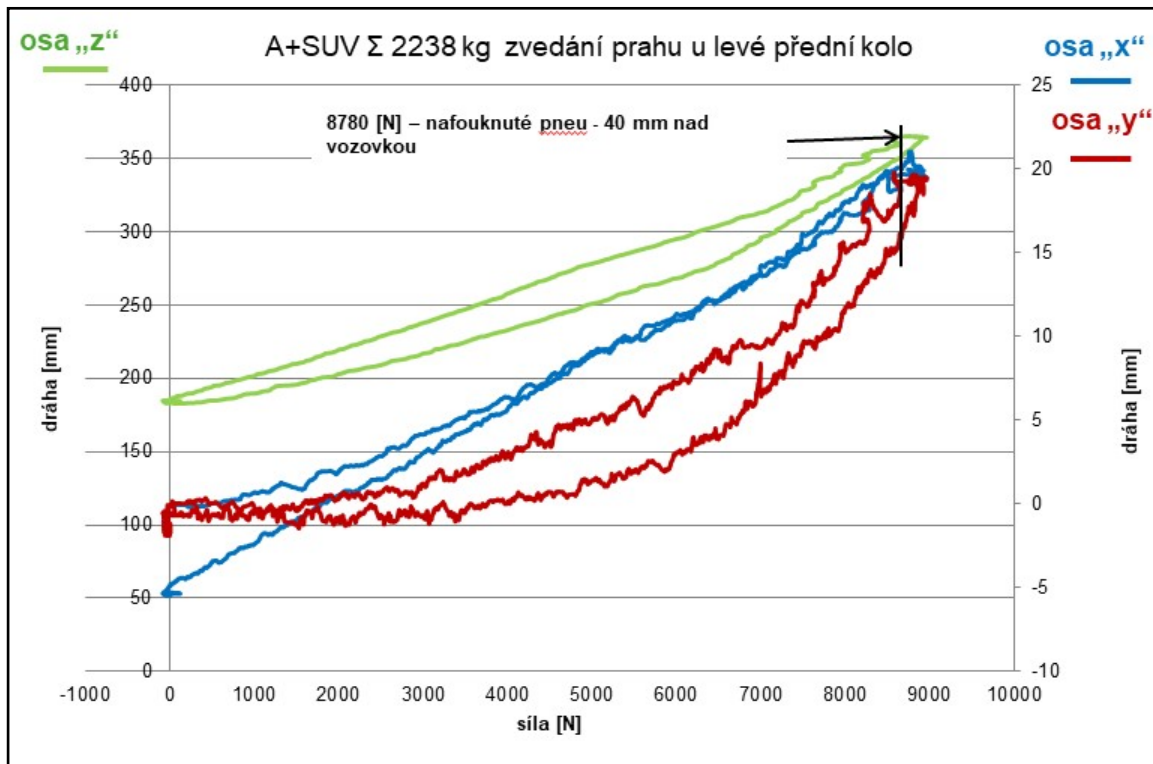
- vozidlo A+SUV Kodiq 2,0 TDI 110 kW č. 50001
- kola: 215/65 R17, Ø 710 mm, šířka 227 mm
- Laserový dráhoměr MIKRO-EPSILON: model ILD 1401-250VT

- Siloměr HBM, typ U2A, Nr.G55 193 K, 20kN=2mV/V
- PC – Fujitsu Lifebook E782
- Software: DEWESoft 7 Professional
- Měřicí ústředna DEWETRON, typ DEWE-43

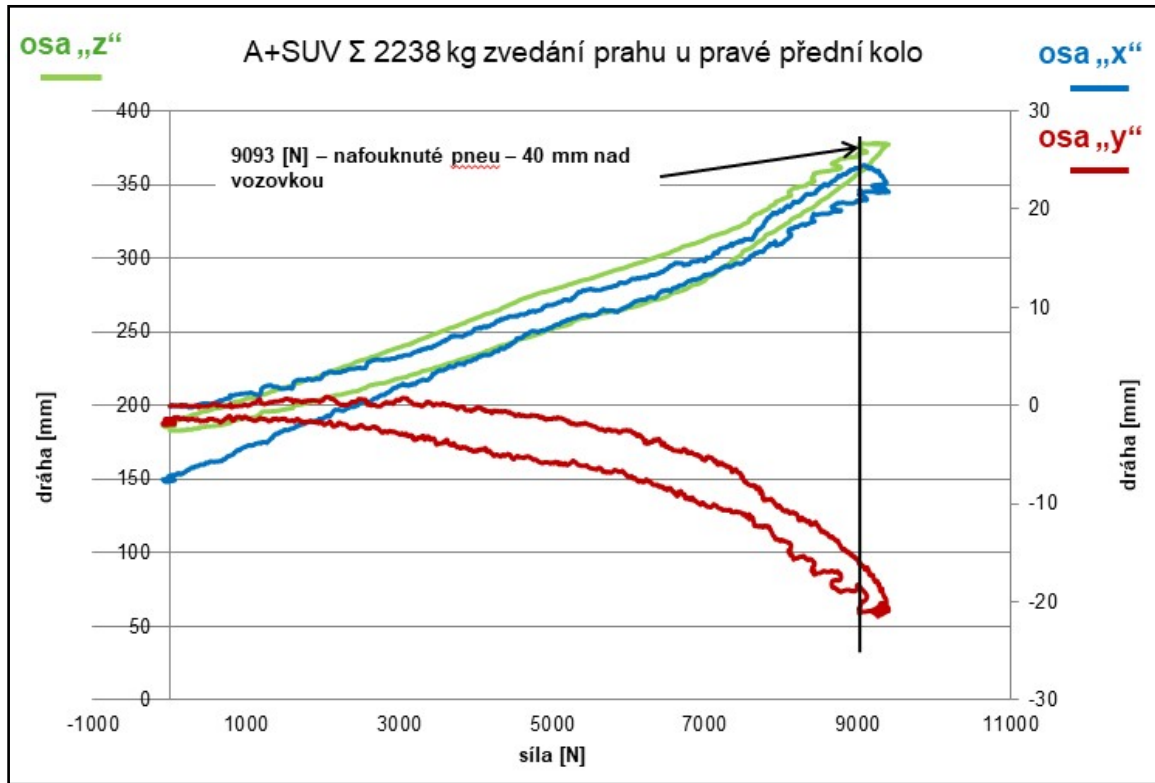


Obrázek 35: Místa pro uchycení zvedáku do karoserie a jejich posuvy v osách x, y, z (vyztužený práh).

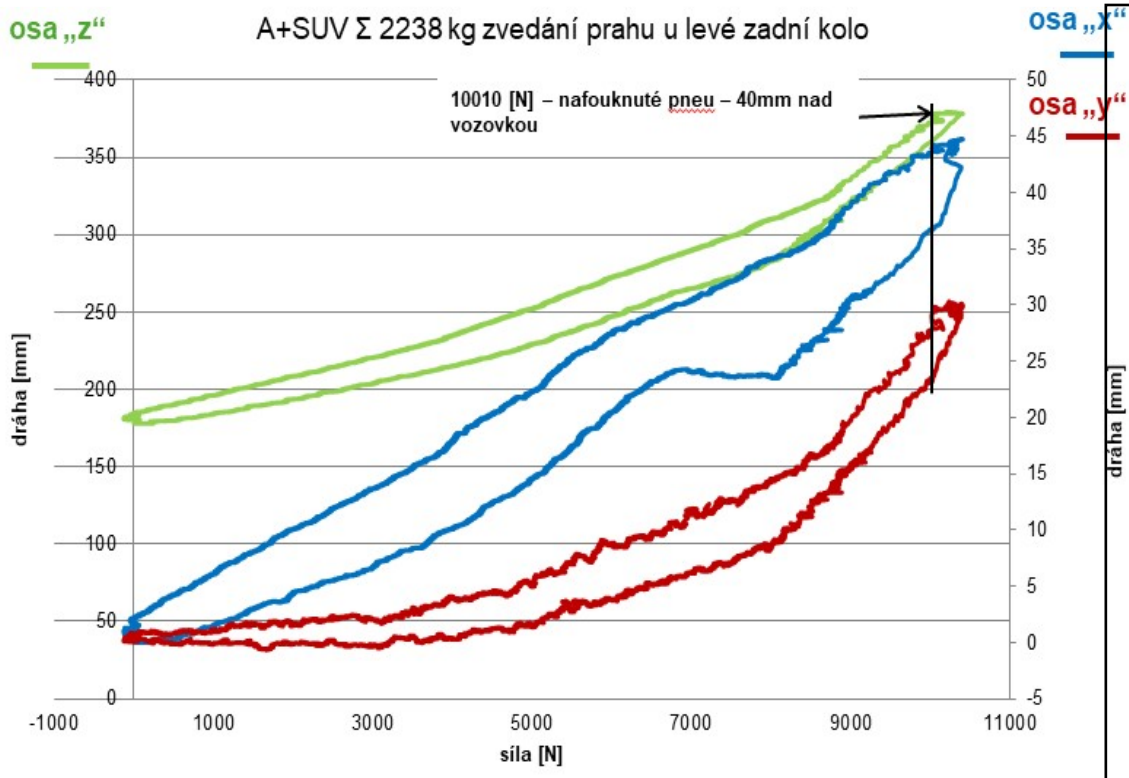
Získané hodnoty posunů karoserie a síly v místě pro uchycení zvedáku do karoserie (práh vozu) při zvedání vozu A+SUV KODIAQ zvedákem:



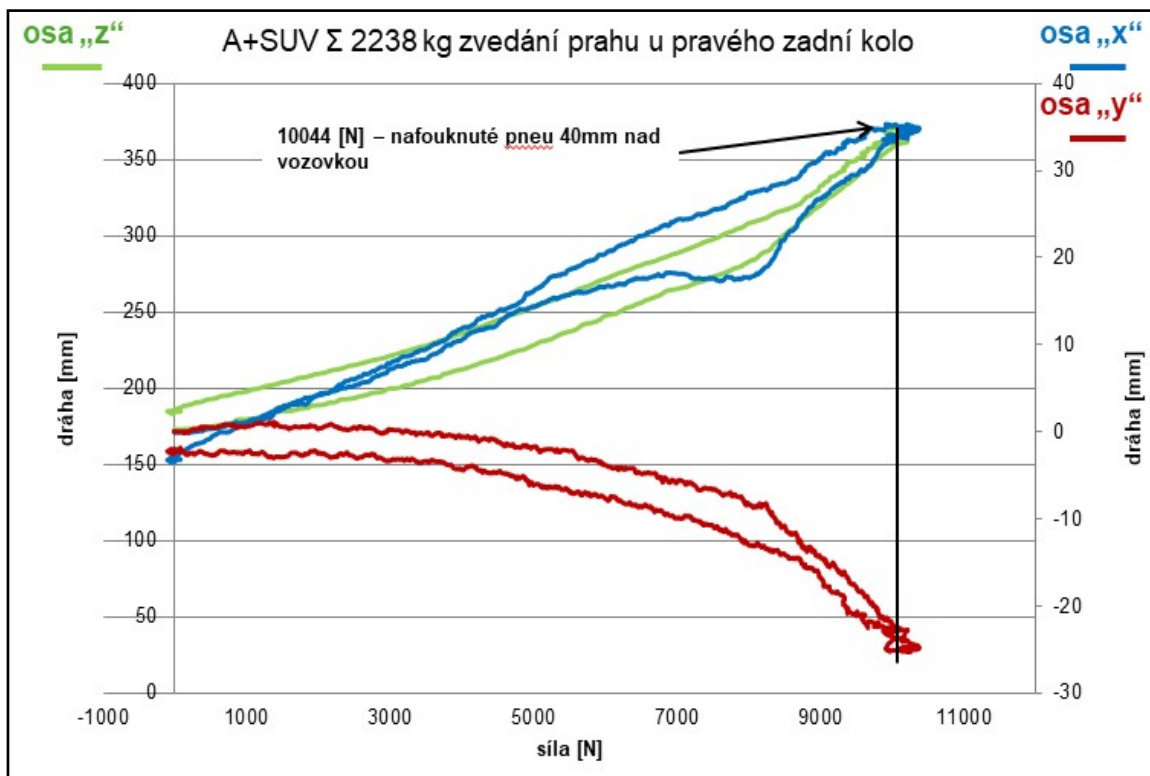
Graf 12: Síla – dráha karoserie (vyztužený práh) při zvedání LP kola



Graf 13: Síla – dráha karoserie (vyztužený práh) při zvedání PP kola



Graf 14: Síla – dráha karoserie (vyztužený práh) při zvedání LZ kola



Graf 15: Síla – dráha karoserie (vyztužený práh) při zvedání PZ kola

Z uvedené zkoušky je patrné, že největší posuvy karoserie vozu jsou při

max. zatížení vozidla, z posuvu karoserie v ose x, y, z. Při zatížení vozu Σ 2238 kg				
kolo	síla [N]	dráha Δ „x“ [mm]	dráha Δ „y“ [mm]	dráha Δ „z“ [mm]
LP	8780	26	20	182
PP	9093	31	21	194
LZ	10010	44	30	201
PZ	10044	37	25	197

zvedání LZ kola. Největší síla byla naměřena na PZ kole.

3.2 Zkoušky zvedáku

3.2.1 Zkouška pevnosti – statická

Zvedák se nasadí na uchycovací bod pro zvedák v karoserii. Vozidlo má zvedané kolo vypuštěné. Noha zvedáku a úchytky zvedáku musí stát kolmo nad sebou. Zvedák se vysune tak vysoko, až na něj působí vertikální síla 100N. To se zaznamená jako výška zdvihu H_{\min} . Pak se dále pokračuje s otáčením vřetene až do max. zdvihu H_{\max} . Maximální zatížení, zjištěné ze všech měření, se označuje jako F_{zk} . Získané hodnoty jsou použity jako vstupy při zkoušce na zkušební stolici.

Zvedák je seřízen tak, aby při $\frac{2}{3}$ zdvihu [výška dosednutí výběžku = $H_{\min} + \frac{2}{3}(H_{\max} - H_{\min})$] na zvedák působilo vertikálně předpětí $F_v = 1 \text{ kN}$. Přitom musí noha zvedáku a úchytky zvedáku stát kolmo nad sebou. Dále se zvyšuje síla do určité míry až na $F_{\text{stat}} = 2 \cdot F_{\text{zk}}$ s rychlostí $0,1 \text{ kN/s}$. Po výdrži 10 minut je díl zatěžován dalším vzestupem síly až do jeho selhání. Pokud zvedák vydrží zatížení F_{stat} a po 10 min neklesne více jak 5 mm, je zkouška vyhovující.

3.2.2 Zkouška životnosti

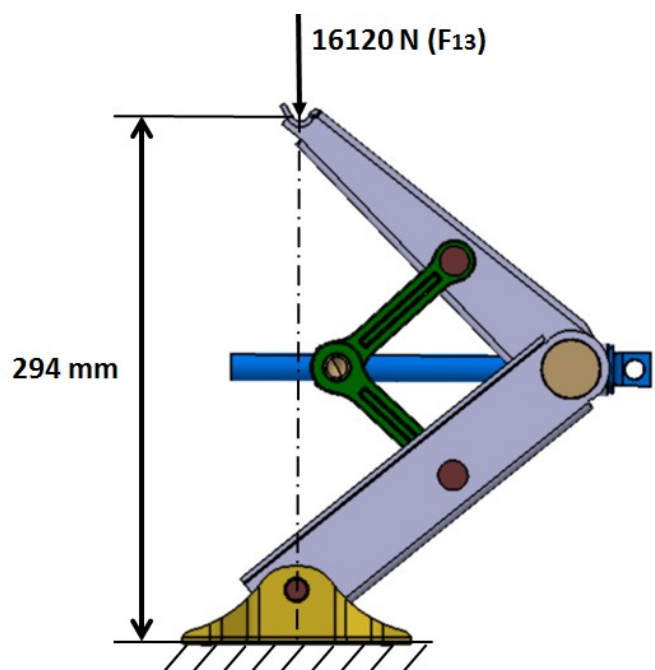
Zkouška životnosti (zkouška zdvihu a poklesu) se provádí na vozidle, pro které je zvedák určen, případně na prototypu, který se svými parametry co nejvíce podobá originálnímu vozu. Zkoušku je také možné provést na zkušebním zařízení. Zkušební zařízení přesně simuluje zatížení a posuvy, které působí na zvedák jako by byl zatížen vozem (dle Kuznetsovy křivky). Počet zátěžových cyklů je 200. Počet otáček vřetene se nastaví na $40 \pm 5 \text{ min}^{-1}$. Při h_{\min} a h_{\max} je nutné vyčkat vždy 3 minuty, aby se ochladila matice a šroub zvedáku.

3.2.3 Zkouška stability

Zkouška stability se provádí na rovné podložce (asfalt nebo vymývaná betonová deska) při max. zdvihu zvedáku. Všechny pneumatiky jsou při zkoušce naplněné vzduchem. Zvedák se umístí postupně na všechny úchyty karoserie vpředu a vzadu, na karoserii působí 5-násobné impulzní síly 500 N ve středu vozu (ca výška těžiště). Sklon jízdní dráhy (asfalt nebo vymývaná betonová deska) podélně ca 10 %, příčně rovná; příčně ca 5 %, podélně rovná. Při zkouškách zvedák nesmí vykazovat žádné selhání, trvalé deformace, trhliny nebo zlomení. V žádné pozici zdvihu nesmí zvedák ztratit stabilitu a zvrátit se (pád vozu na vozovku).

3.3 Návrh konstrukce zvedáku

Návrh konstrukce zvedáku byl proveden s ohledem na funkčnost, zástavbové rozměry a únosnost zvedáku. Min. zdvih



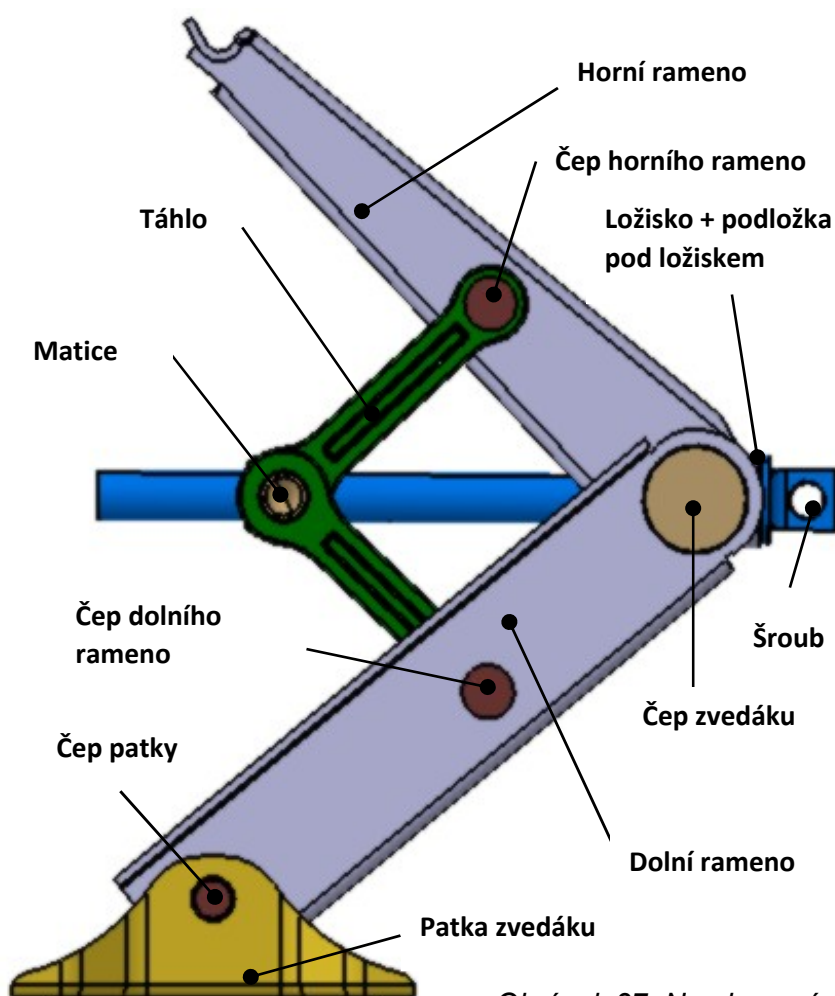
zvedáku je 76 mm, max. zdvih 375 mm, únosnost 1270 kg. Při konstruování a výpočtech jednotlivých dílů zvedáku bylo využito silového rozboru mechanismu – viz kapitola 2.2.2, zvedák je seřizen na $\frac{2}{3}$ zdvihu (jako u statické zkoušky), zatížen silou $F_{13} = 16120$ N (obr. 36). $F_{13} = F_{zk.} 12400$ N (obr. 29) x bezpečnost $k = 1,3$. Toto nastavení a určení bezpečnosti bylo konzultováno s výrobcem zvedáků, který je doporučil. Hodnoty zatížení v mechanismu viz tab. 9. Napětí v jednotlivých komponentech nesmí přesáhnout mez kluzu (R_e) daného materiálu. Jednotlivé komponenty jsou navrženy z ocelových mat. dle ČSN 11523 a 11600. Jako polotovary byly použity plechy, tyče kruhového a čtvercového profilu.

Vstupní hodnoty					Získané hodnoty								
h výška zvedáku	F13 zatížení	B boční síla	L délka ramene	L1 délka táhla	h2 výška heveru	α	γ	R3 13 / R4 13 síla v ramenu	RAX	RAY	RBX	RBY 13	R5 13 síla v matici/nos níku
(mm)	(N)	(N)	(mm)	(mm)	(mm)	(°)	(°)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)
294	16120	0	200	90	263	45,7	3,18	26999	0	- 2734	0	16120	38649

Tabulka 9: Hodnoty zatížení, které byly zohledněny při konstrukci a výpočtech MKP

3.4 Popis zvedáku

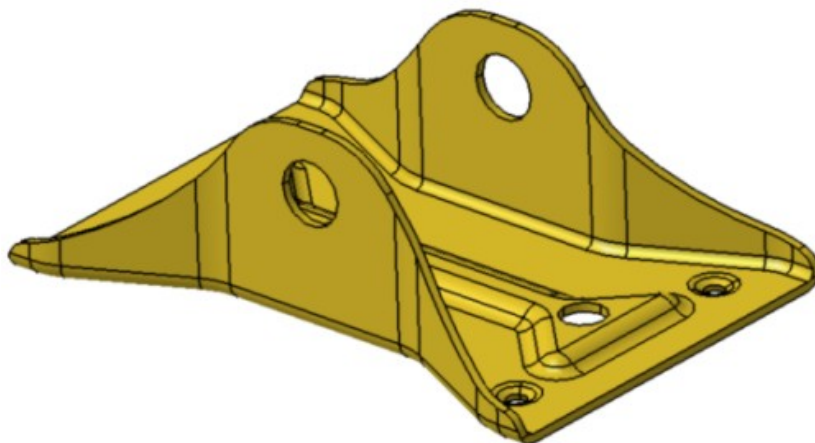
Tato diplomová práce se zabývá novým dvouramenným zvedákem. Je to jednodušší případ nůžkového mechanismu (obr. 37). Cílem je zachovat stejné technické parametry (max. zdvih, únosnost) při



menších zástavbových rozměrech zvedáku ve srovnání se současným zvedákem (2. konstr. návrh). Zvedák bude ocelové konstrukce, jedná se o sestavu z 15 komponent. Patka, dolní rameno, horní rameno, táhla zvedáku jsou specifické plechové výlisky, jednotlivé čepy, šroub, matice jsou specifické komponenty válcované, nebo obráběné. Ložisko a podložka ložiska jsou sériově vyráběné komponenty dostupné v obchodní síti. U specifických dílů je kladen důraz na výrobní jednoduchost a použitelnost běžně dostupných materiálů.

3.4.1 Patka zvedáku

Patka zvedáku je ocelový výlisek ve tvaru písmene „U“ (obr. 38). Patka tvoří základnu zvedáku, na kterou je pomocí čepu patky připevněno spodní rameno zvedáku. Mezi patkou a spodním ramenem je zabezpečena rotační kinematická dvojice. Na spodní straně patky, která je v kontaktu s vozovkou jsou prolisy, ty brání smeknutí zvedáku po vozovce při zvedání vozidla zvedákem. Otvory pro čep patky jsou souosé, $\varnothing 14$ mm. Materiál je použit dle ČSN 11523, tloušťka plechu je 2 mm.

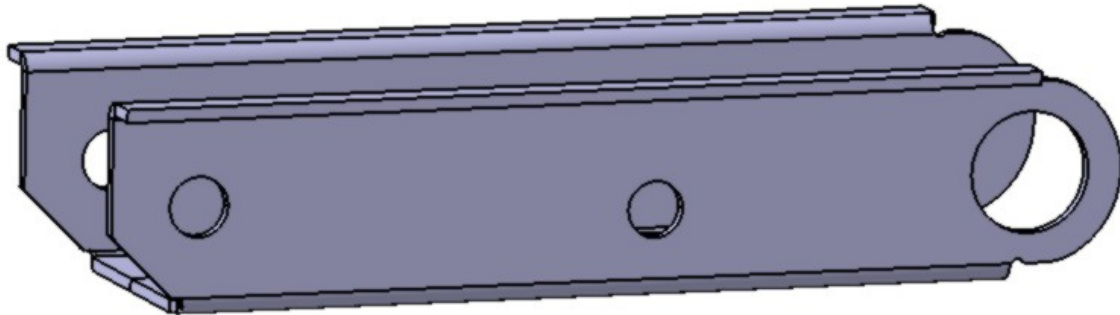


Obrázek 38: Patka zvedáku

3.4.2 Spodní rameno

Spodní rameno zvedáku je ocelový výlisek ve tvaru písmene “U” se zpevňujícím vnějším lemem (obr. 39). Spodní rameno má tři páry souosých děr pro uložení čepů. První souosý otvor, kterým je spodní rameno připevněno k patce je kruhová díra $\varnothing 14$ mm. Druhou souosou dírou $\varnothing 13$ mm jsou k spodnímu rameni pomocí čepu dolního ramene připevněna táhla zvedáku. Mezi spodním

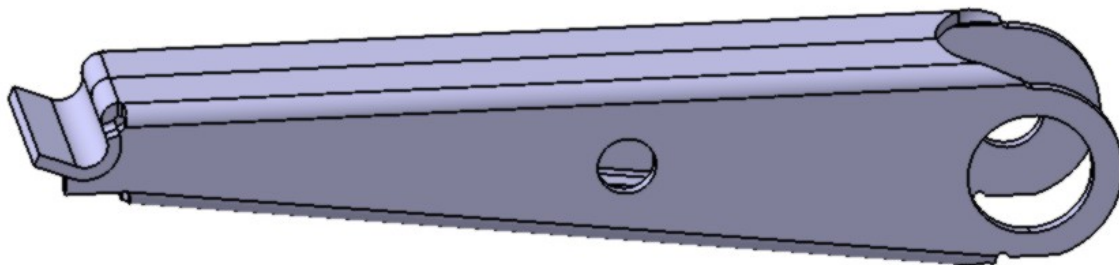
ramenem a táhly je zabezpečena rotační vazba. Třetím sousým otvorem je díra pro čep zvedáku. Na jedné straně má díra velikost $\varnothing 28$ mm, na druhé $\varnothing 16$ mm. Mezi spodním ramenem a čepem zvedáku je zabezpečena rotační vazba. Materiál ramene je dle ČSN 11523, tloušťka plechu 3 mm.



Obrázek 39: Spodní rameno zvedáku

3.4.3 Horní rameno

Horní rameno zvedáku (obr. 40) je ocelový výlisek ve tvaru písmene “U“ se zpevňujícím ohybem do středu. Horní rameno má dva páry sousých děr pro čepy, na vrcholu je tvarový prolis pro bezpečné spojení s prahem vozu v situaci, kdy je vůz zvedán. Prolis je k bokům horního ramene uchycen (pojištěn) svarem. Prvním sousým otvorem je díra pro čep zvedáku. Na jedné straně má díra $\varnothing 28$ mm, na druhé $\varnothing 16$ mm. Mezi horním ramenem a čepem zvedáku je zabezpečena rotační vazba. Druhou sousou dírou $\varnothing 13$ mm jsou k hornímu rameni pomocí čepu horního ramene připevněna táhla zvedáku. Mezi horním ramenem a táhly je zabezpečena rotační vazba. Materiál horního ramene je dle ČSN 11523, tloušťka plechu 3 mm.

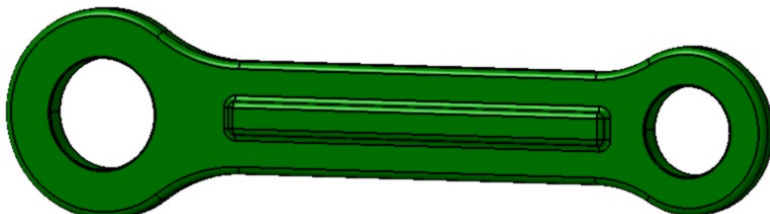


Obrázek 40: Horní rameno zvedáku

3.4.4 Táhla

Zvedák má čtyři táhla identické konstrukce (obr. 41). Táhlo zvedáku je ocelový výlisek. V prostřední části je prolis 0,5 mm zvyšující stabilitu táhla na

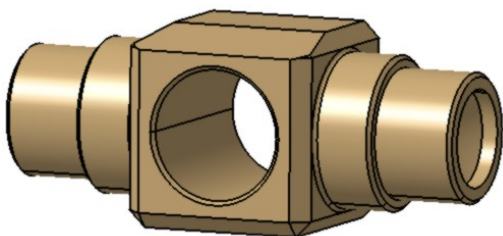
vzpěr. Na obou koncích táhla jsou otvory. První otvor je díra $\varnothing 13$ mm, kterou jsou táhla připevněna k dolnímu nebo hornímu rameni pomocí čepů. Druhý otvor je také $\varnothing 16$ mm, tím jsou táhla připevněna k matici zvedáku. Mezi maticí, čepy a táhly je zabezpečena rotační vazba. Materiál horního ramene je dle ČSN 11600, tloušťka plechu 4 mm.



Obrázek 41: Táhlo zvedáku

3.4.5 Matice

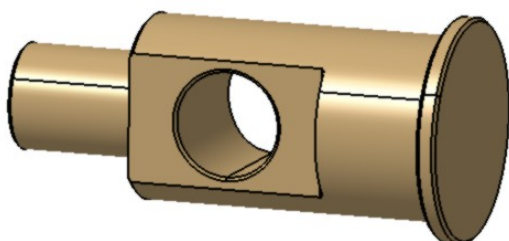
Matice zvedáku (obr. 42) je čtyřhranný, na stranách válcový obrobek. Ve středu je kolmá díra se závitem Tr 16 x 2. Čtyřhran má velikost 24 x 24 mm. Válcové strany mají $\varnothing 16$ mm. Na válcovou část matice jsou uložena táhla od horního a dolního ramene. Mezi maticí a táhly je zabezpečena rotační vazba. Po montáži táhel k matici, jsou okraje matice roznýtovány. Materiál matice je dle ČSN 11523. Polotovar matice je čtyřhran 24 x 24 x 60 mm.



Obrázek 42: Matice zvedáku

3.4.6 Čep

Čep zvedáku (obr. 43) je válcový obrobek. Ve středu je příčná díra $\varnothing 16,5$ mm, kterou prochází šroub zvedáku. Na straně, kde se opírá podložka ložiska o čep je obráběná dosedací plocha. Po montáži horního a dolního ramene je proti vypadnutí čepu z ramen čep roznýtován. Materiál čepu je dle ČSN 11523. Polotovar čepu je válcovaná tyč $\varnothing 34$ x 72 mm.



3.4.7 Čep patky

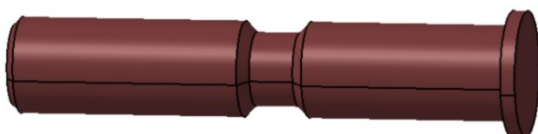
Čep patky zvedáku (obr. 44) je válcový obrobek. Čep spojuje patku a dolní rameno. Na jedné straně má čep osazení proti vypadnutí. Tělo čepu má $\varnothing 14$ mm. Po montáži patky a dolního ramene je proti vypadnutí čep roznýtován. Mezi dolním ramenem, patkou a čepem je rotační vazba. Materiál čepu je dle ČSN 11523. Polotovar čepu je za tepla válcovaná tyč $\varnothing 16 \times 77$ mm.



Obrázek 44: Čep patky zvedáku

3.4.8 Čep dolního ramene

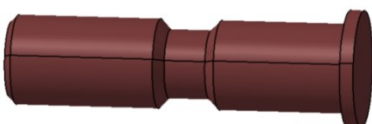
Čep dolního ramene zvedáku (obr. 45) je válcový obrobek. Čep spojuje dolní rameno s táhly. Na jedné straně má čep osazení proti vypadnutí. Tělo čepu má $\varnothing 13$ mm, uprostřed má vrub $\varnothing 10$ mm. Vrub umožňuje větší složení zvedáku v transportní poloze. Pokud by vrub nevznikl, došlo by ke kolizi šroubu a tohoto čepu. Po montáži táhel, dolního ramene a čepu dolního ramene je čep proti vypadnutí roznýtován. Mezi dolním ramenem, táhly a čepem dolního ramene je rotační vazba. Materiál čepu je dle ČSN 11523. Polotovar čepu je za tepla válcovaná tyč $\varnothing 16 \times 72$ mm.



Obrázek 45: Čep dolního ramene zvedáku

3.4.9 Čep horního ramene

Čep horního ramene zvedáku (obr. 46) je podobný válcový obrobek jako čep spodního ramene. Má rozdílnou délku. Po montáži táhel, horního ramene a čepu horního ramene je čep proti vypadnutí roznýtován. Mezi horním ramenem, táhly a čepem horního ramene je rotační vazba. Materiál čepu je dle ČSN 11523. Polotovar čepu je za tepla válcovaná tyč $\varnothing 16 \times 53$ mm.



Obrázek 46: Čep horního ramene zvedáku

3.4.10 Šroub

Šroub zvedáku (obr. 47) je válcový obrobek se závitem Tr 16 x 2. Šroub spojuje čep a matici zvedáku. Na straně k matici má šroub závit, na straně u čepu má šroub osazení, o které se opírá přes podložku axiální ložisko. Vně od osazení je zploštělá část s kolmým otvorem \varnothing 11 mm, kde se osazuje klíčka heveru. Otáčením klíčky se otáčí šroub, tím se zmenšuje vzdálenost mezi maticí a čepem zvedáku. To má za následek, že se pomocí táhel rozevírají horní a spodní rameno zvedáku. Zvedák mění zdvih z min. 76 do max. 375 mm. Materiál čepu je dle ČSN 11523. Polotovar šroubu je válcovaná tyč \varnothing 17 x 215 mm + přivařené osazení se zploštělou částí pro klíčku.

Obrázek 47:
Šroub
zvedáku



3.4.11 Ložisko

Ložisko zvedáku (obr. 48) je sériově vyráběný komponent dostupný v obchodní síti. Jedná se o kuličkové axiální ložisko 51103 od fa. ZKL. Uvažovaná minimální životnost 200 cyklů při 45 min^{-1} .



Obrázek 48: Axiální kuličkové ložisko dle katalogu ZKL

3.4.12 Podložka

Podložka (obr. 49) je sériově vyráběný komponent dostupný v obchodní síti. Jedná se o podložku s označením B 16 CSN 02 1702.10, vnitřní \varnothing 17 mm, vnější \varnothing 30 mm, tl. 3 mm.



Obrázek 49: Podložka

Navrhované konstrukční řešení zvedáku v této diplomové práci splňuje základní požadavky na únosnost a zdvih zvedáku. Zvedák má menší zástavbové rozměry než současně používané řešení.

Výhody navrhovaného řešení:

- Malé zástavbové rozměry
- Možnost zvýšit zdvih nad požadovaných 375 mm do max. 405 mm
- Jednodušší konstrukce, méně komponent
- Menší náročnost na výrobní nástroje, méně lisovacích přípravků, jednodušší výroba

Nevýhody navrhovaného řešení:

- Větší hmotnost

4 Pevnostní kontrola konstrukčního návrhu zdvihacího zařízení

4.1 Stabilita zvedáku při max. zvednutí vozu

Při výpočtech stability zvedáku bylo vycházeno z měření posuvů karoserie na prototypovém voze dle kapitoly 3.2.1. Zjištění Kuznetsovy křivky. Při max. zdvihu zvedáku 375 mm dochází k posunu karoserie vozu ve směru příčné osy „y“ o 30 mm (obr. 50). Dále byl proveden experiment za účelem zjištění velikosti součinitele smykového tření „f“ mezi patkou zvedáku a vozovkou (obr. 52). Měření bylo provedeno na třech různých površích. Suchý asfalt, mokrý asfalt, písek na asfaltu. Na každém povrchu byla provedena tři měření. Nejmenší součinitel smykového tření vykazovala situace písek na asfaltu (tab. 10).

$$F \cdot \cos \alpha = F_z \Rightarrow 16068 \text{ N}$$

$$F \cdot \sin \alpha = F_y \Rightarrow 1284 \text{ N}$$

$$\arctg \alpha = 30 / 375 \Rightarrow 4,57^\circ$$

$$\uparrow N - F_z = 0$$

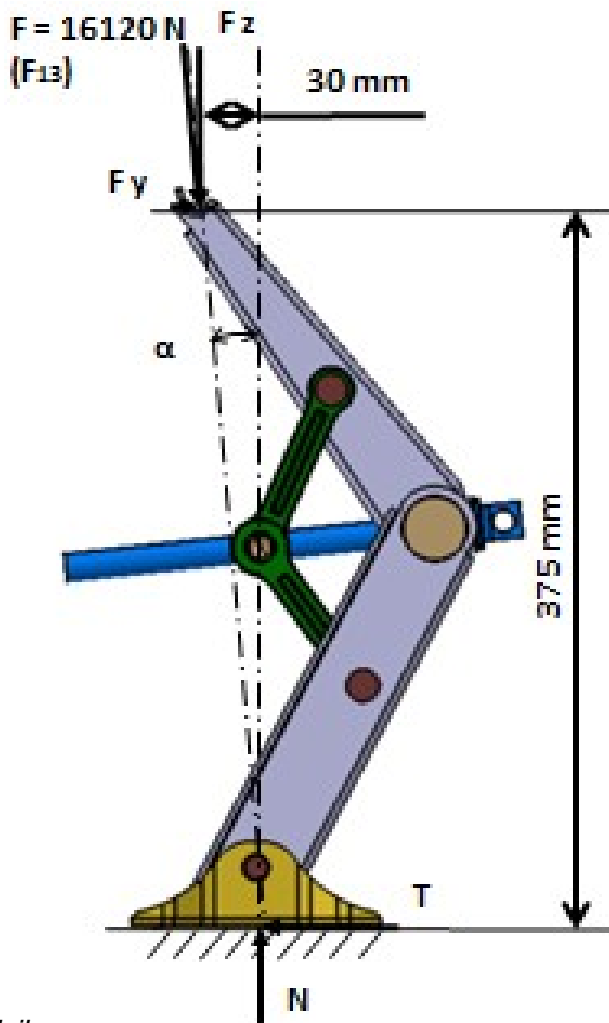
$$\rightarrow F_y - T' = 0$$

Podmínka stability zvedáku,
uvažováno písek + asfalt $f = 0,41$

$$T = N \cdot f \Rightarrow 6587 \text{ N}$$

$$T > F_y$$

Zvedák vyhovuje podmínkám
stability.



Obrázek 50: Poloha zvedáku při max. zdvihu

4.1.1 Určení součinitele smykového tření f – experiment

Pro měření součinitele smykového tření byl použit současný zvedák (obr. 51), ten byl zatížen vertikální silou $N = 1020 \text{ N}$. Přes siloměr na zvedák působila horizontální síla (T třecí síla), až se zvedák uvedl do pohybu. Horizontální síla byla zaznamenána do grafu (graf 16). Výpočtem byl určen součinitel smykového tření pro tři různé povrchy mezi patkou zvedáku a vozovkou.



Obrázek 51: Povrch vozovky (suchý asfalt, mokrý asfalt, písek)

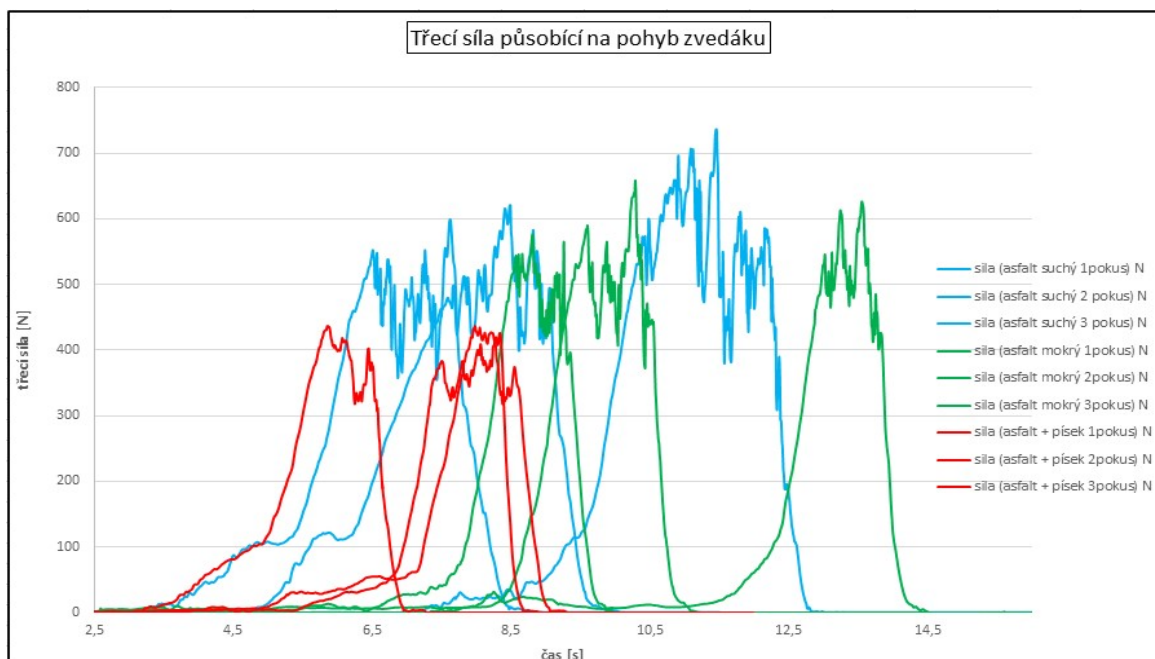
Pro měření bylo použito měřicí zařízení:

- Siloměr HBM, typ U2A/ 100kg, Nr. J 51665, ID 308181, kalibrace do 02/2019
- PC – HP Zbook 17 Gen 2
- Software: DEWESoft 7 Professional
- Měřicí ústředna: DEWETRON, typ DEWE-43



Obrázek 52: Experiment měření součinitele tření zvedáku – vozovky (třecí síla)

Výpočet součinitele tření mezi zvedákem a vozovkou:



Graf 16: Třecí síla nutná k pohybu zvedáku po vozovce

$$f = \frac{T}{N}$$

Povrch vozovky	Třecí síla T [N]	Normálová síla N [N]	Součinitel smykového tření f
Suchý asfalt	600 – 740	1020	0,73 – 0,59
Mokrý asfalt	570 – 650	1020	0,64 – 0,55
Písek + asfalt	420 – 440	1020	0,43 – 0,41

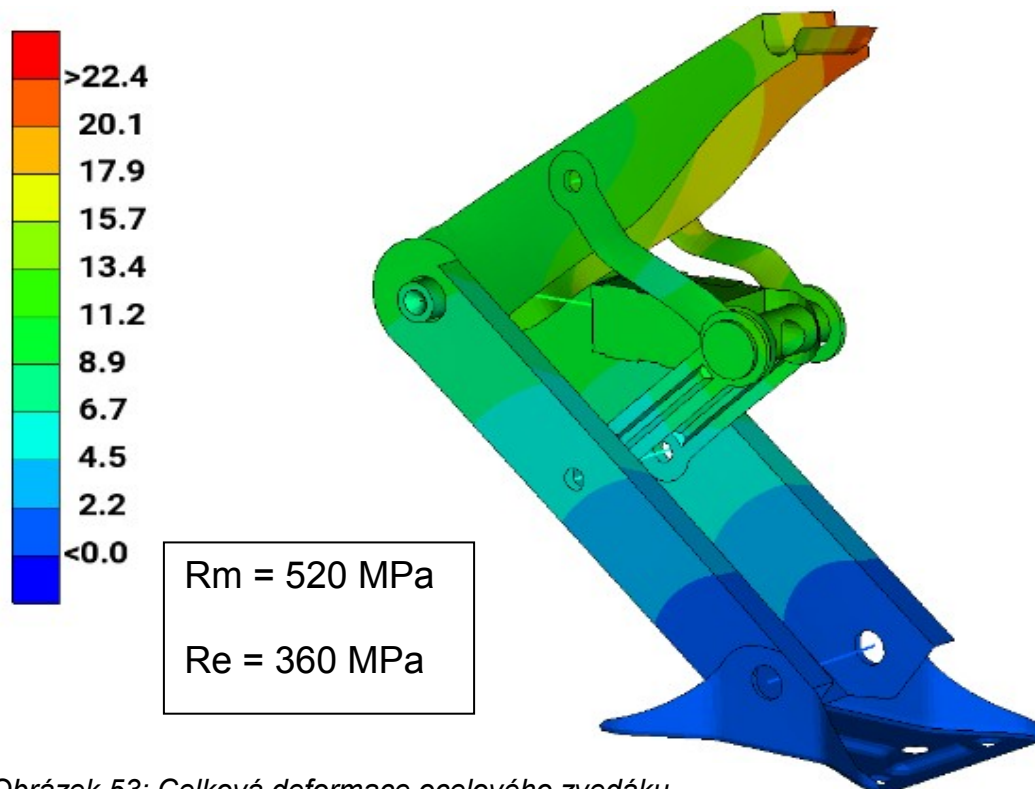
Tabulka 10: Hodnoty součinitele smykového tření (suchý asfalt, mokrý asfalt, písek + asfalt)

4.3 Pevnostní a deformační kontrola

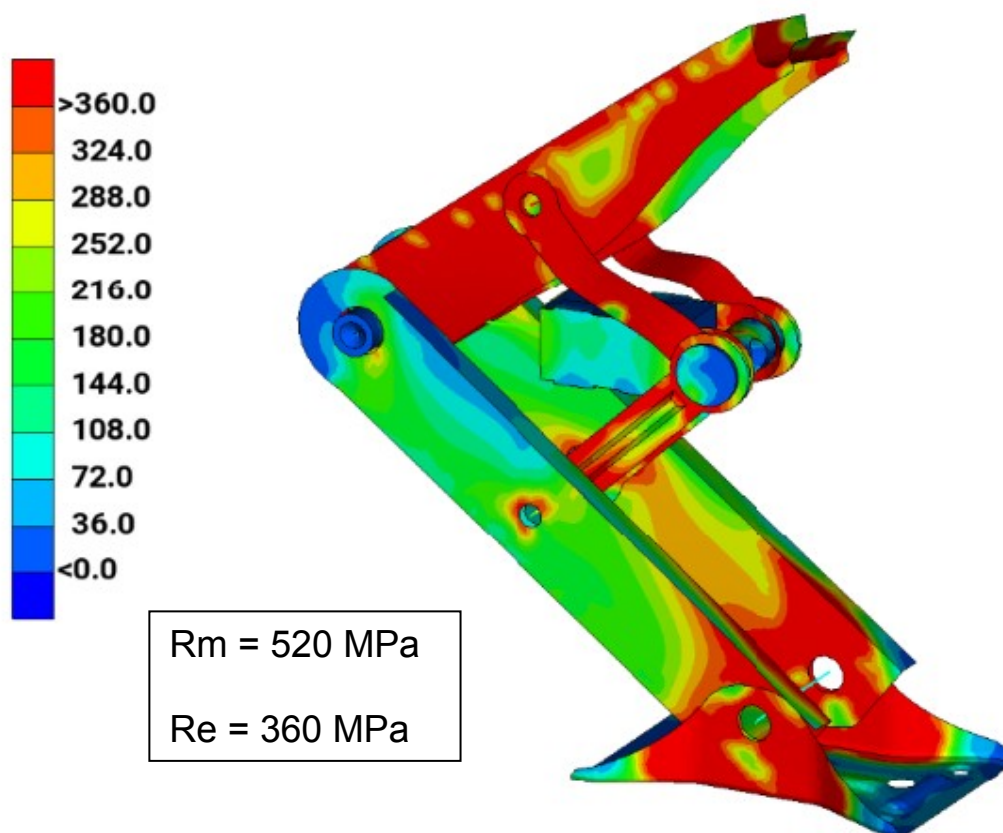
4.3.1 Základní varianta navrhovaného zvedáku

Základní varianta byla konstruována z ocelových komponent, materiál dle ČSN 11523 a 11600. Nastavení zvedací výšky a zatížení je dle obr. 36. Sledována byla celková deformace a napětí v jednotlivých komponentech zvedáku. Zjištěné celkové deformace a napětí v jednotlivých komponentech byly analyzovány MKP v prostředí CATIA V5. Celková deformace přesáhla 20 mm a napětí značně přesáhlo mez kluzu ($R_e = 360$ MPa) definovaného materiálu. To znamená, že v jednotlivých elementech zvedáku vznikají trvalé plastické deformace, což je nepřijatelné. Cílem pevnostní a deformační analýzy je stanovit rozložení deformací a napětí v jednotlivých komponentech zvedáku tak, aby nedošlo k překročení meze kluzu daného materiálu a nevznikaly trvalé deformace materiálu.

Základní varianta nevyhověla zadaným požadavkům, zvedák byl následně optimalizován.



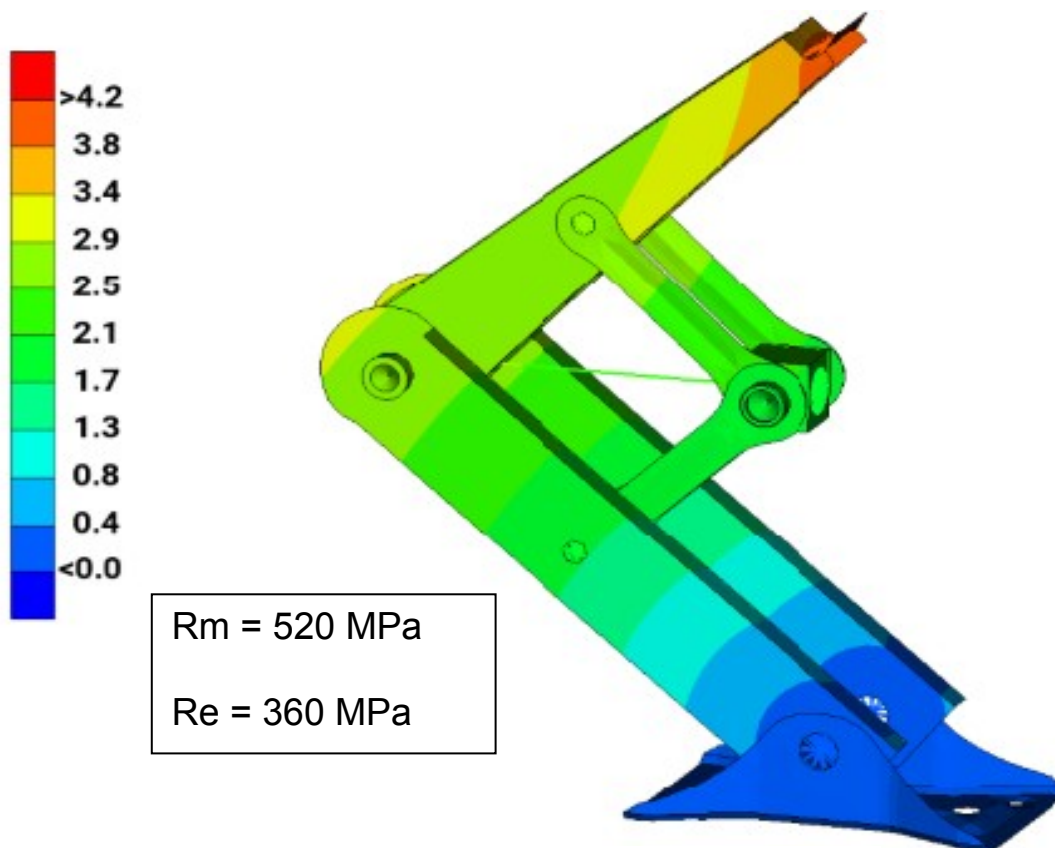
Obrázek 53: Celková deformace ocelového zvedáku přesáhla 20 mm



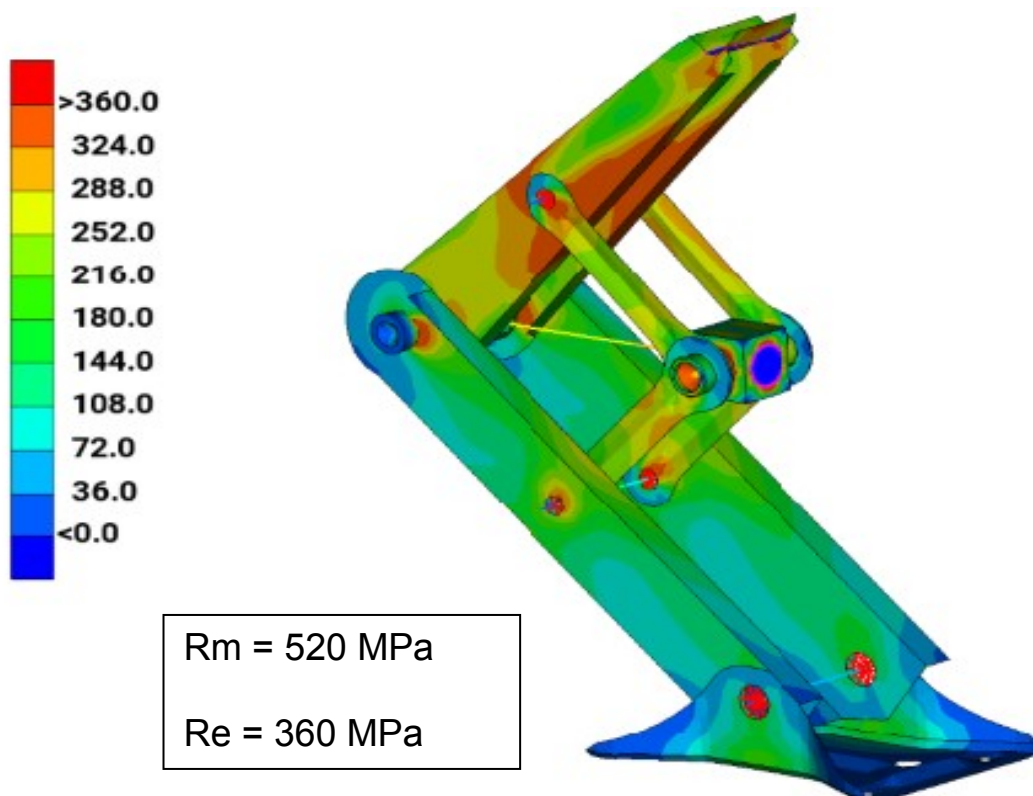
Obrázek 54: Celkové napětí ocelového zvedáku přesáhlo mez kluzu daného materiálu 360 MPa

4.3.2 Optimalizovaná varianta navrhovaného zvedáku

Optimalizovaná varianta zvedáku byla konstruována z ocelových komponent. Jednotlivé komponenty byly optimalizovány. Horní a spodní rameno bylo zesíleno o 1 mm, hornímu rameni byl přidán zpevňující ohyb. Táhla byla zesílena, ve střední části táhel byl přidán zpevňující prolis, materiál změněn dle ČSN 11600. Otvory pro čepy byly zvětšeny. Patka byla zesílena o 0,5 mm. Materiál dle ČSN 11523, 11600. Napětí v jednotlivých komponentech nepřesáhlo mez kluzu. Nastavení zvedací výšky a zatížení dle obr. 35. Sledována byla celková deformace a napětí v jednotlivých komponentech zvedáku. Zjištěné celkové deformace a napětí v jednotlivých komponentech byly analyzovány opět pomocí MKP v prostředí CATIA V5. Maximální celková deformace byla naměřena 3,8 mm. Max. napětí nepřesáhlo mez kluzu (R_e 360 MPa), dosáhlo hodnoty 340 MPa. Nejvíce se deformuje horní rameno v okolí čepu horního ramene a v místě zpevňujícího ohybu.



Obrázek 55: Celková deformace optimalizovaného navrhovaného zvedáku je 3,8 mm

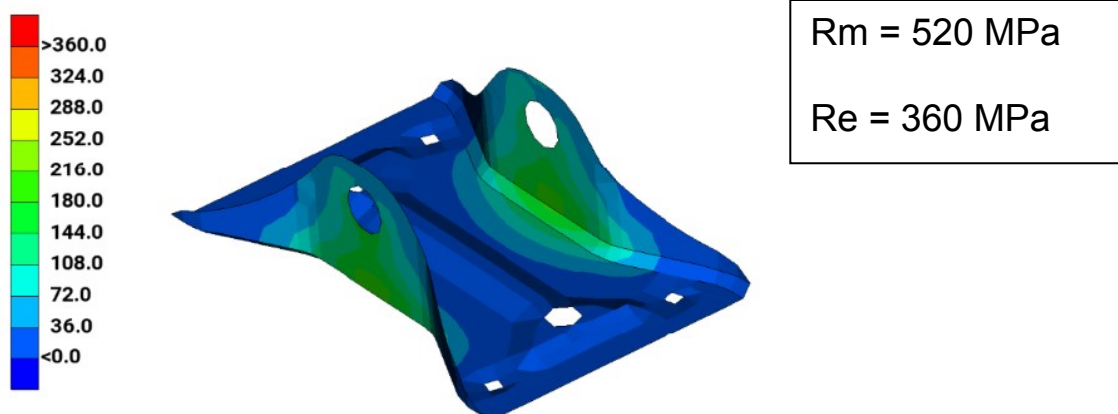


Obrázek 56: Celkové napětí optimalizovaného navrhovaného zvedáku nepřesáhlo 360 MPa

Optimalizovaná varianta vyhověla zadaným požadavkům. Dále byly z pohledu napětí sledovány jednotlivé komponenty MKP v prostředí CATIA V5.

4.3.2.1 Patka zvedáku

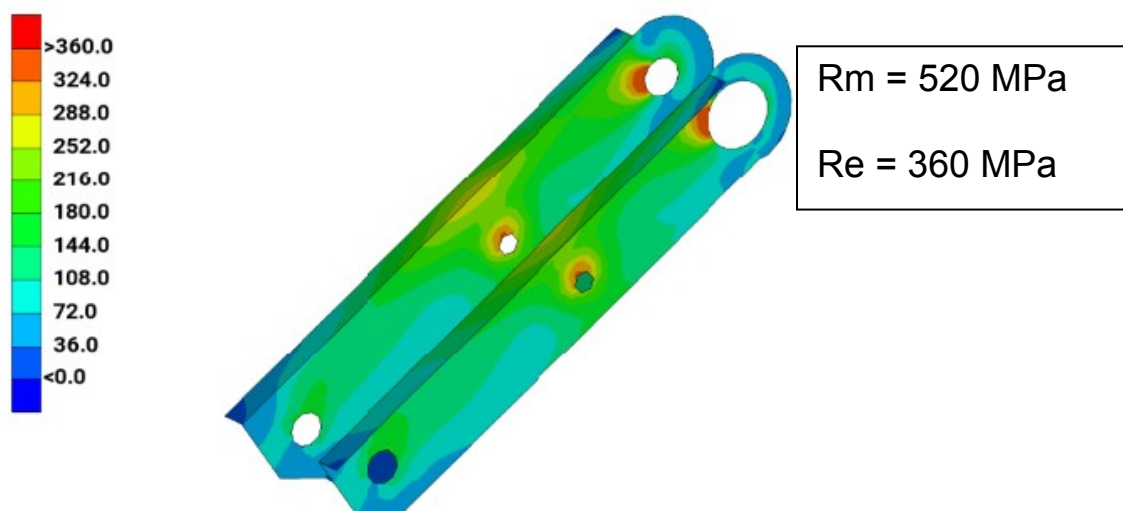
Materiál ocelový plech ČSN 11523 tl. 2 mm. Max. napětí v oblasti uchycení čepu ca 220 MPa nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu. Patka zvedáku vyhovuje požadovaným podmínkám.



Obrázek 57: Napětí patky zvedáku nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu 216 MPa

4.3.2.2 Spodní rameno zvedáku

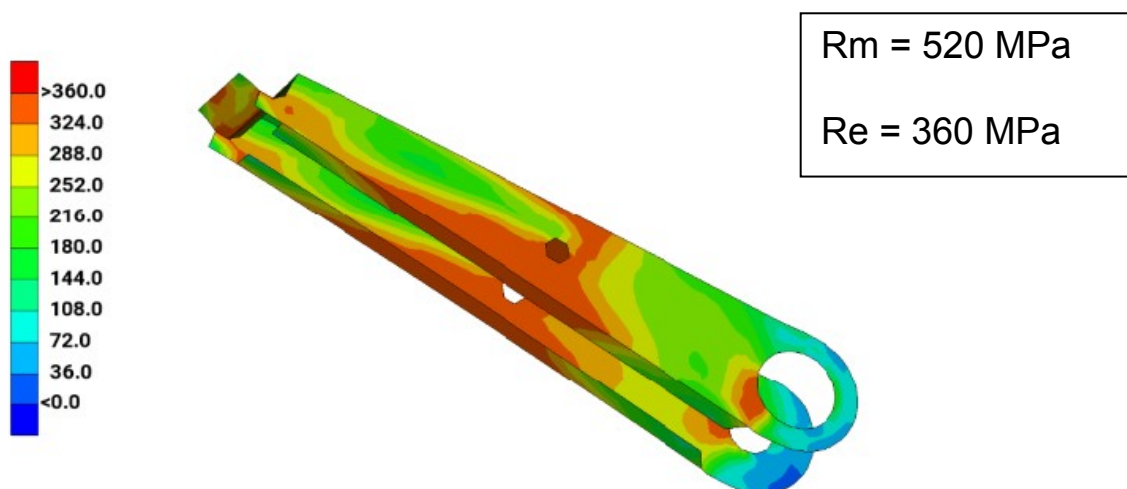
Materiál ocelový plech ČSN 11523 tl. 3 mm. Napětí nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu. Dotyk (kontaktní napětí) v místě čepů byl dále kontrolován numerickým výpočtem. Spodní rameno vyhovuje požadovaným podmínkám.



Obrázek 58: Napětí ocelového spodního ramene zvedáku nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu 360 MPa

4.3.2.3 Horní rameno zvedáku

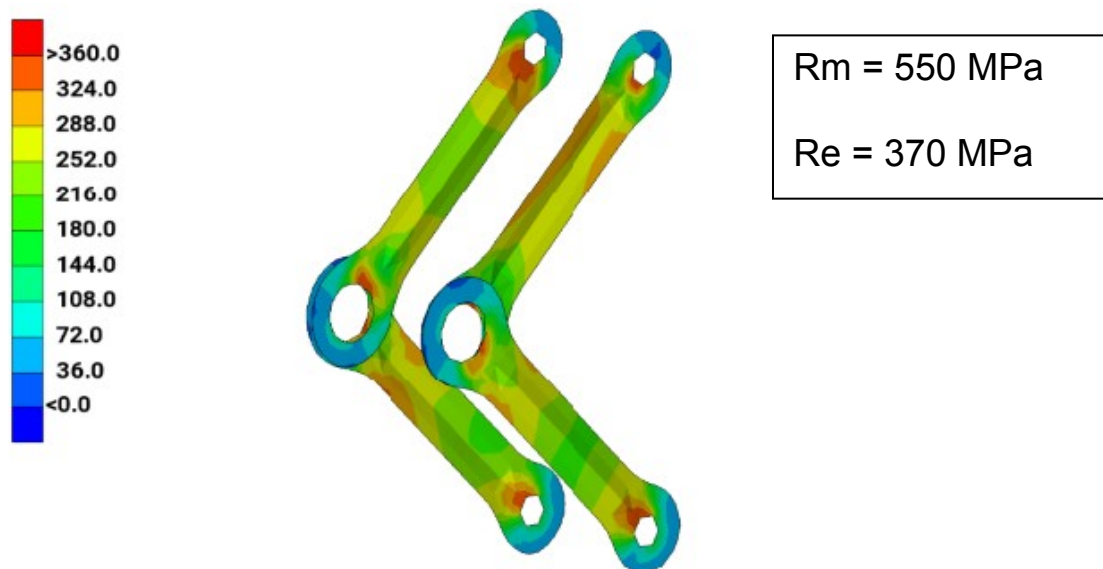
Materiál ocelový plech ČSN 11523 tl. 3 mm. Max. hodnoty 330 MPa dosahuje napětí v místě čepu a ve střední části ramene ve zpevňujícím ohybu. Dotyk (kontaktní napětí) v místě čepů byl dále kontrolován numerickým výpočtem. Horní rameno vyhovuje požadovaným podmínkám.



Obrázek 59: Napětí ocelového horního ramene zvedáku nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu 360 MPa

4.3.2.4 Táhla zvedáku

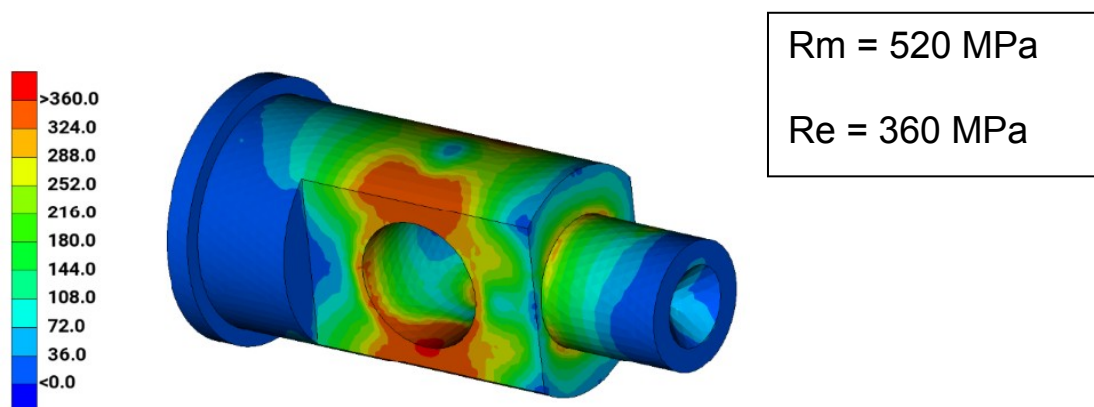
Materiál ocelový plech ČSN 11600 tl. 4 mm. Max. hodnoty 320 MPa dosahuje napětí v místech čepů. Dotyk (kontaktní napětí) v místě čepů, byl dále kontrolován numerickým výpočtem. Táhla zvedáku vyhovují požadovaným podmínkám.



Obrázek 60: Napětí táhel zvedáku nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu 370 MPa

4.3.2.5 Čep zvedáku

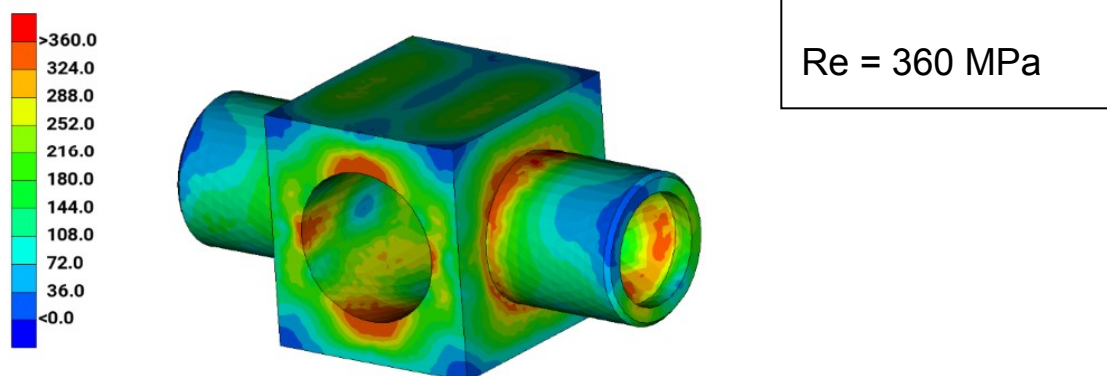
Materiál ocelová tyč kruhového průřezu ČSN 11523. Max. hodnoty 320 MPa dosahuje napětí v místech otvoru pro šroub. Čep vyhovuje požadovaným podmínkám.



Obrázek 61: Napětí v čepu zvedáku nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu 360 MPa

4.3.2.6 Matice zvedáku

Materiál ocelová tyč čtvercového průřezu ČSN 11523. Počet závitů v matici byl určen numerickým výpočtem. Napětí nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu. Matice vyhovuje požadovaným podmínkám.



Obrázek 62: Napětí v matici zvedáku nepřesáhlo mez kluzu daného materiálu 360 MPa

4.3.2.7 Výpočet ložiska 51103 ZKL

Při konstrukci zvedáku bylo uvažováno kuličkové axiální ložisko 51103 od fa. ZKL. Jednotlivé parametry ložiska (obr. 63). Minimální životnost ložiska 200 cyklů, při $n = 45 \text{ min}^{-1}$.

$$L_h = 200 * 2 * 48 / 45 * 60 = 7,11 \text{ hod}$$

$$R_{513} = P_a = 38649 \text{ N}$$

$$p = 3$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{7,11 * 60 * 45}{10^6}} * 38649 = 10348 \text{ N} \quad C \leq C_r$$

Označení ložiska	Hlavní rozměry				Základní únosnost		Mezní frekvence otáčení pro mazání	
	d	D	D1	H	dynamická (C_r)	statická (C_{0r})	Plastické mazivo	Olej
	mm				kN		min^{-1}	
<u>51103**</u>	17	30	30	9	12.7	19.6	7 100	9 400

Obrázek 63: Únosnost ložiska dle katalogu ZKL

Ložisko 51103 vyhovuje podmínkám.

4.3.2.8 Výpočet šroubového spoje

Uvažovaný závit je lichoběžníkový rovnoramenný jednochodý s označením Tr 16x2.



Obrázek 64: Šroub, matice zvedáku

Výpočet počtu závitů matice z.

$$z = \frac{4 * R_{513}}{\pi * (d^2 - D_1^2) * pd} = \frac{4 * 38649}{\pi * (15^2 - 14^2) * 140} = 12,1$$

Určení výšky matice h_m

$$h_m = z * p = 12,1 * 2 = 24,2 [mm]$$

Výška matice je zvolena 25 mm.

Silové poměry na závitě

Pro výpočet silových momentů na závitě byla uvažována maximální vypočítaná síla v matici zvedáku R_5 viz tab. 11. Bylo uvažované mazané tření v závitě.

$$f = 0,07$$

$$d_2 = 0,015 \text{ m}$$

$$\beta_n = 30^\circ$$

$$P = 2$$

Výpočet třecího úhlu:

$$tg \varphi = f = 0,07$$



$$\operatorname{tg} \phi' = \frac{f}{\cos \beta n / 2} = 4,14$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{\pi * d^2} = 2,43$$

Moment tření v závitě M_{tz}

$$M_{tz} = R^5 * \operatorname{tg} (\gamma + \phi') * \frac{d^2}{2} = 28500 * \operatorname{tg} (2,43 + 4,14) * \frac{0,015}{2} = 24,6 Nm$$

Maximální krouticí moment na šroubu zvedáku při zvedání vozu je 24,6 Nm.

Samosvornost šroubového spojení

U pohybových šroubů, jako je u tohoto zvedáku, se samosvornost požaduje jen tehdy, nemá-li se šroub sám roztočit pod tíhou břemene. Samosvornost je tehdy, pokud je $\phi' > \gamma$.

Výpočet dříku šroubu

Pro určení min. \emptyset dříku šroubu bylo uvažováno zatížení zvedáku F_{13} .

$$\sigma_{dov} = 280 \text{ MPa}$$

$$R_{5\ 13} = P_a = 38649 \text{ N}$$

$$d_3 = 13,5 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{4 * R_{5\ 13}}{\pi * d_3^2} = 270 \text{ MPa}$$

$$\sigma \leq \sigma_{dov}$$

Min. \emptyset dříku šroubu je 13,5 mm.

4.3.2.9 Výpočet σ čepu horního, dolního ramene na otláčení, stříh

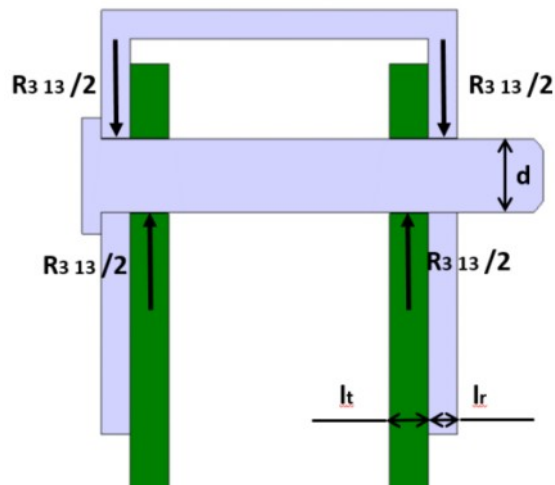
Horní rameno – táhla.

$$\sigma_{dov} = 360 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dov} = 155 \text{ MPa}$$

$$R_{3\ 13} = R_{4\ 13} = 26999 \text{ N}$$

$$l_r = 3 \text{ mm}; d = 13 \text{ mm}$$



Obrázek 66: Čep, táhla, rameno zvedáku

$$\sigma = \frac{R_{3\ 13/2}}{l_r * d} = 346 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{\frac{R_{3\ 13}}{2} * 4}{\pi * d^2} = 102 \text{ Mpa}$$

$$\sigma \leq \sigma_{dov}; \quad \tau \leq \tau_{dov}$$

Dolní rameno – táhla.

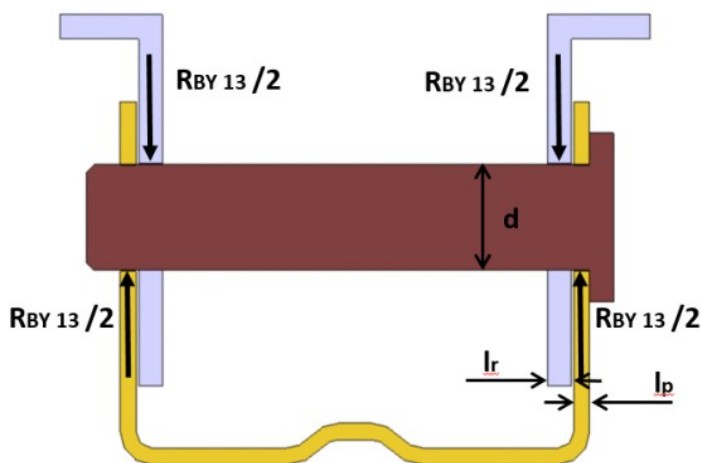
$$\sigma_{dov} = 360 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dov} = 155 \text{ MPa}$$

$$R_{BY\ 13} = 16120 \text{ N}$$

$$l_p = 2 \text{ mm}$$

$$d = 14 \text{ mm}$$



Obrázek 67: Čep, dolní rameno, patka zvedáku

$$\sigma = \frac{R_{BY\ 13/2}}{l_p * d} = 287 \text{ Mpa}$$

$$\tau = \frac{\frac{RBY_{13}}{2} * 4}{\pi * d^2} = 52,3 \text{ Mpa}$$

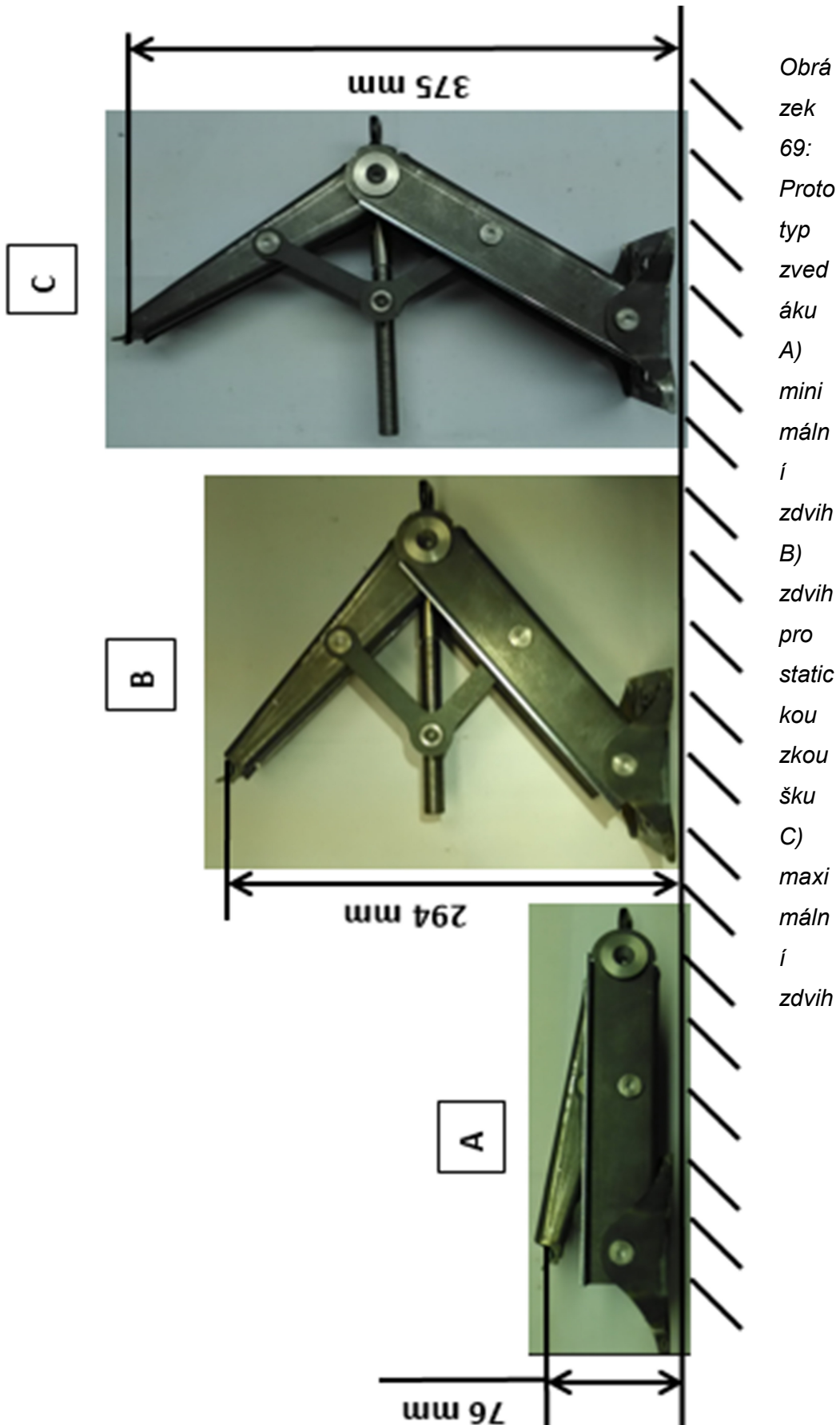
$$\sigma \leq \sigma_{dov}; \quad \tau \leq \tau_{dov}$$

5 Prototyp navrženého mobilního zdvihacího zařízení pro osobní automobily

Nad rámec této diplomové práce jsou vyrobeny prototypy navrženého zdvihacího zařízení. Fyzicky byly ověřeny teoretické zástavbové rozměry, minimální a maximální zdvih zvedáku. Prototypy zvedáků budou dále podstoupeny statické a dynamické zkoušce viz kapitola 3.2. Prototypy jsou vyrobeny z vlastních zdrojů, svépomocí v domácích podmínkách. Táhla, patka, horní a dolní ramena jsou vyříznuta laserem, následně ohnuta ohýbačkou. Čep horního a dolního ramene, čep patky, čep zvedáku, matice, šroub jsou soustruženy, matice a čep zvedáku následně frézovány. Ložisko a podložka pod ložisko jsou sériově vyráběné normalizované díly.



Obrázek 68: Prototyp zvedáku, rozložený stav – jednotlivé komponenty



Závěr:

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout nové konstrukční řešení mobilního zdvihacího zařízení pro osobní automobily. Důraz byl kladen především na minimální zástavbové rozměry a funkčnost v porovnání se současným stavem. Zvedák je určen pro kategorii vozu A SUV+ (Škoda Kodiaq). Základními parametry pro navrhování a dimenzování je max. nosnost zvedáku 1270 kg a maximální zdvih 375 mm. Z hlediska kinematického provedení zvedáku se jedná o zjednodušený nůžkový mechanismus.

Stanovené, v úvodu definované, cíle práce byly splněny. Současně sériově používaný zvedák má ve složeném stavu minimální zástavbové rozměry 90 x 411 x 95 mm, u navrhovaného zvedáku se podařilo dosáhnout minimálních rozměrů 90 x 310 x 88 mm, což umožní bezproblémové umístění zvedáku do zmiňovaného řetězce (nářaďový box, rezervní kolo) a zároveň to přispívá k úspoře místa v nářaďovém boxu resp. v zavazadlovém prostoru, které může být efektivněji využito. Naproti tomu u nového řešení lze navíc maximální zdvih navýšit z požadovaných 375 mm na 405 mm. Tato nová konstrukce tedy nabízí nejen úspornější zástavbu, ale i vyšší pracovní zdvih, který ocení především zákazníci. Zvedák je navržen jednak z nových, specifických prvků, ale i ze sériově vyráběných normalizovaných dílů. Sestava zvedáku se skládá z 15-ti samostatných dílů. U specifických dílů je kladen důraz na jednoduchost výroby a tím menší náročnost na výrobní nástroje, tvářecí nářadí a obsluhu. Tím budou dosaženy i jistě zajímavé finanční úspory. Navrhované komponenty byly dimenzovány pro stav maximálního zatížení tak, aby nebyla překročena mez kluzu zvolených materiálů s koeficientem bezpečnosti 1,3 – 1,5. CAD modely a poté výkresová dokumentace jednotlivých komponent byly konstruovány v systému CATIA V5. Využity byly moduly Part Design, Assembly Design, Sheet Metal Design a Drawing. Napětí v patce, táhlech, horním a dolním rameni, čepu a matici zvedáku bylo kontrolováno pomocí metody konečných prvků (MKP), která je implementovaná v prostředí CATIA V5 (modul General Structural Analysis). Tento způsob využití modulů Catia V5 jak pro konstruování, tak i pro numerické MKP výpočty vedly k velmi efektivní základní optimalizaci konstrukčních prvků zvedáku. Ostatní komponenty šroub, délka závitu v matici, čepy horního a dolního ramene,



životnost ložiska byly kontrolovány výpočtem pomocí exaktních výpočtových metod oboru pružnosti a pevnosti.

Na základě uvedeného konstrukčního návrhu, podpořeného pevnostními výpočty jednotlivých komponent, se v současné době pracuje na výrobě prototypových zvedáků. Tyto zvedáky budou postoupeny nejprve statické zkoušce, posléze budou následovat i dynamické zkoušky ve spojení s celým vozem. Rovněž předmětem další práce by byl určitě zajímavý, dnes v praxi stále častěji používaný, vyšší stupeň optimalizace konstrukčních součástí pomocí např. topologické optimalizace, která by ukázala potenciál pro hmotnostní úsporu.

Cílem je uvést zvedák této nově navržené konstrukce do sériové výroby.



Seznam použité literatury:

- [1] REMTA, F., KUPKA, L., DRAŽAN, F.,: Jeřáby I., SNTL, Praha, 1974
- [2] CVEKL, Z., DRŽAN, F.,: Teoretické základy transportních zařízení, Praha, 1976
- [3] MYNÁŘ, B.,: Dopravní a manipulační zařízení, Skripta VUT v Brně, 2002
- [4] Pešík L.: Části strojů I, II, Technická univerzita v Liberci, 2008
- [5] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.,: Strojírenské tabulky, Vydala Scientia spol. s r.o., pedagogické nakladatelství, Praha 2000
- [6] Bc. Martin Jantač: Zvedák závodního automobilu, DP, VUT v Brně, 2011
- [7] Svatopluk Černoch: Strojně technická příručka, SNTL, Praha 1968
- [8] Podklady Škoda Auto
- [9] <http://www.ferona.cz>
- [10] <http://www.zkl.cz>
- [11] <http://www.SKF.com>.
- [12] <http://www.fabory.com>
- [13] J. Kracík, V. Šůla, O. Taraba, Z. Tluchoř, J.Tobiáš: VYŠŠÍ ŠKOLA TECHNICKÉ FYZIKY, Práce, Praha 1964
- [14] F. Vencálek, M. Kutílek, K. Semerád: Fyzika, Státní pedagogické nakladatelství. N. p. Praha 1964
- [15] B. Dobrovolný: Technická mechanika, nakladatel: Josef Hoker, Praha, 1946
- [16] Zdeněk Dejl: KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ I., vydavatelství Montanex a.s. Ostrava 2000



Příloha č. 1

Seznam výkresů mobilního zdvihacího zařízení - zvedák

Název součásti	Počet	Číslo výkresu
Zvedák	1	DP – ZVEDÁK 0
Patka zvedáku	1	DP – ZVEDÁK 1
Dolní rameno	1	DP – ZVEDÁK 2
Horní rameno	1	DP – ZVEDÁK 3
Čep zvedáku	1	DP – ZVEDÁK 4
Šroub	1	DP – ZVEDÁK 5
Táhlo	4	DP – ZVEDÁK 6
Čep patky	1	DP – ZVEDÁK 7
Čep dolního ramene	1	DP – ZVEDÁK 8
Čep horního ramene	1	DP – ZVEDÁK 9
Matice	1	DP – ZVEDÁK 10
Podložka ložiska Ø 16	1	ČSN 02 1702.10
Ložisko	1	51103 ZKL