



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

# ADAPTACE ZAŘÍZENÍ NA ZKOUŠENÍ TLUMIČŮ PRO ZKOUŠKY KONTAKTNÍ ÚNAVY DYNAMICKY ZATĚŽOVANÝCH PLOCH

ADAPTATION OF SHOCK ABSORBERS TESTING DEVICE ON CONTACT FATIGUE TESTING OF  
DYNAMICALLY LOADED SURFACES

## BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Nepovím

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

BRNO 2017



# Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	<b>Lukáš Nepovím</b>
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2016/17

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 bakalářské práce:

## **Adaptace zařízení na zkoušení tlumičů pro zkoušky kontaktní únavy dynamicky zatěžovaných ploch**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

V práci bude doplněn stavebnicový modul pro testování tlumičů adaptérem pro zkoušení dynamicky zatěžovaných kontaktních ploch. Součástí řešení bude návrh metodiky pro provádění těchto zkoušek.

Typ práce: vývojová – konstrukční

### **Cíle bakalářské práce:**

Hlavním cílem práce je vyvinout adaptér pro snadnou úpravu zařízení pro zkoušení charakteristik tlumičů. Tento adaptér umožní provádět zkoušky odolnosti dynamicky zatěžovaných povrchů proti kontaktní únavě.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- definice parametrů adaptéru,
- konstrukční návrh adaptéru,
- návrh metodiky zkoušky.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

[http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP\\_DP/Zasady\\_VSKP\\_2017.pdf](http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2017.pdf)

**Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R. a BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. 1. vyd., 2010, VUTIUM, Brno. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

---

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem adaptéru pro úpravu testovacího zařízení, na kterém se testují automatické napínáky (tlumiče) automobilových řemenů. Navrhovaný adaptér umožní provádět zkoušky funkčnosti sestavy zdvihátka ventilů. Součástí řešení je také návrh jednoduché metodiky zkoušky. Úvodní část práce se zabývá přehledem dané problematiky. Následně jsou navrženy konstrukční varianty adaptéru a metodika zatěžování testované součásti. V hlavní části práce jsou popsány: konstrukce adaptéru, způsob mazání testované součásti, měřící zařízení využívané u experimentální zkoušky a návrh metodiky zkoušky. Výstupem práce je kompletní výkresová dokumentace adaptéru.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

---

adaptér, konstrukce, testovací zařízení, zdvihátko ventilů, kontaktní únava, metodika zkoušky

## **ABSTRACT**

---

This bachelor's thesis deals with the design of an adapter for the modification of a test device, where the automatic tensioners (dampers) of automotive belts are tested. The proposed adapter allows to test the functionality of the valve tappet assembly. The design of a simple test methodology is also a part of the solution. The first part of the thesis deals with the overview of the given issue. Subsequently, the design variants of the adapter and the loading methodology of the tested component are proposed. The main part describes the design of the adapter, the method of lubrication of the tested component, the measuring equipment used in the experimental test and the design of the test methodology. The complete drawing documentation of the adapter is the output of this work.

## **KEY WORDS**

---

adapter, construction, test equipment, valve tappet, contact fatigue, test methodology

---



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

---

NEPOVÍM, L. *Adaptace zařízení na zkoušení tlumičů pro zkoušky kontaktní únavy dynamicky zatěžovaných ploch*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 62 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D..

---





## PODĚKOVÁNÍ

---

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Dvořáčkovi, Ph.D. za cenné připomínky, rady, pomoc a ochotu při konzultacích.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

---

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci *Adaptace zařízení na zkoušení tlumičů pro zkoušky kontaktní únavy dynamicky zatěžovaných ploch* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Dvořáčka, Ph.D. a v seznamu uvedl všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 18.5.2017

---

Lukáš Nepovím

---



**OBSAH**

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b>	<b>13</b>
<b>2</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>14</b>
2.1	Ventilové rozvody	14
2.1.1	Rozdělení ventilových rozvodů	14
2.1.2	Hlavní části ventilových rozvodů OHV	16
2.2	Vačkový mechanismus	17
2.2.1	Vačka	17
2.2.2	Typy radiálních vaček	17
2.2.3	Zdvihátko	18
2.2.4	Pohyb zdvihátka	18
2.2.5	Tvar zdvihátka	19
2.2.6	Styk vačky a zdvihátka	20
2.3	Kinematika vačkových mechanismů	21
2.3.1	Poloha a zdvihový diagram	21
2.3.2	Rychlost	22
2.3.3	Zrychlení	22
2.4	Silová analýza vačkových mechanismů	23
2.4.1	Setrvačná síla	23
2.4.2	Pružná síla	23
2.4.3	Vibrační síly	23
2.4.4	Třecí síly	24
2.4.5	Vnější síly	24
2.4.6	Normálová síla	24
2.5	Kontaktní napětí	25
2.5.1	Přímkový kontakt dvou těles	25
2.5.2	Přímkový styk dvou těles z rozdílných materiálů	26
2.6	Opotřebení materiálu	27
2.6.1	Definice povrchu	27
2.6.2	Adhezivní opotřebení	28
2.6.3	Abrazivní opotřebení	29
2.6.4	Korozivní opotřebení	30
2.6.5	Kontaktní únava	30
2.7	Mazání	31
2.8	Diagnostika rozvoje poškození	32
2.8.1	Vibrační diagnostika	32
<b>3</b>	<b>ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE</b>	<b>33</b>
3.1	Testovaná součást	33
3.2	Testovací zařízení	33
3.3	Dílčí cíle	34
<b>4</b>	<b>KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>35</b>
4.1	Konstrukce adaptéru a diagnostika opotřebení zdvihátka	35
4.1.1	Konstrukční varianta 1: Adaptér s pevně uloženým zdvihátkem	35
4.1.2	Konstrukční varianta 2: Adaptér s pohyblivým zdvihátkem	36
4.2	Zkouška kontaktní únavy	37
4.2.1	Varianta 1: Vysoký kontaktní tlak	37
4.2.2	Varianta 2: Odskok zdvihátka z vačky	39

---

4.3	Vyhodnocení variant	40
4.3.1	Vyhodnocení konstrukčních variant	40
4.3.2	Vyhodnocení variant zkoušky kontaktní únavy	40
<b>5</b>	<b>KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ</b>	<b>41</b>
5.1	Adaptér	42
5.1.1	Pevná část adaptéru	42
5.1.2	Pohyblivá část adaptéru	43
5.1.3	Pevnostní kontrola adaptéru	45
5.2	Vačka	46
5.3	Mazací soustava	48
5.3.1	Mazací agregát	48
5.3.2	Mazání těla zdvihátka	49
5.3.3	Mazání čepu a kladky zdvihátka	49
5.3.4	Nádržka na olej	50
5.4	Měření vibrací	51
5.4.1	Měřicí zařízení	51
5.4.2	Snímač vibrací	51
5.5	Návrh metodiky zkoušky	51
5.6	Ekonomická rozvaha	53
<b>6</b>	<b>DISKUZE</b>	<b>54</b>
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>55</b>
<b>8</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>56</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN</b>	<b>58</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>60</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>61</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>62</b>

## 1 ÚVOD

V současné době je zaznamenán velký rozvoj automobilového průmyslu. S tím se objevují nové problémy související s ověřením funkčnosti jednotlivých součástí, například součástí motorů. Konstrukce motorů se skládá z následujících částí: skříň motoru, klikový mechanismus, rozvodový mechanismus, zařízení pro tvorbu směsi (zážehové motory) nebo palivová soustava se vstřikováním (vznětové motory) a pomocná zařízení.

Velký vliv na výkon, hospodárnost a tichý chod motoru má rozvodový mechanismus neboli ventilový rozvod. K dosažení těchto parametrů společně s dlouhou životností je potřeba zaručit funkčnost jednotlivých součástí rozvodu. Faktory ovlivňující správnou funkčnost součástí jsou: přesnost výroby, použitý materiál a s tím související odolnost proti opotřebení, mazání a další.

Tato práce je zaměřena na návrh adaptéru pro úpravu stávajícího testovacího zařízení, na kterém se testují automatické napínáky (tlumiče) automobilových řemenů, a metodiku zjednodušené zkoušky za účelem kontroly funkčnosti sestavy zdvihátka ventilových rozvodů.

## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Ventilové rozvody

V dnešní době je systém ventilových rozvodů jedním z hlavních částí čtyřdobých spalovacích motorů. Jeho úkolem je řídit plnění válců palivovou směsí u zážehových motorů nebo plnění vzduchem u motorů vznětových. Zároveň ovládá odvod spálené směsi z válců, utěsňuje spalovací prostor a zabezpečuje bezproblémový chod motoru. Vzhledem k tomu, že je požadována co nejmenší hlučnost, a to i přes velké mechanické a tepelné namáhání, je u ventilových rozvodů kladen důraz na velkou přesnost. [1], [2]

Hnací částí rozvodu je kliková hřídel, která pohání vačkovou hřídel přes řemen, řetěz, případně pomocí ozubených kol. Pohyb vačkové hřídele s vačkami řídí otevírání a zavírání sacích a výfukových ventilů. Tyto procesy jsou realizovány přímo vačkami nebo nepřímo přes další části rozvodu (vahadla, tyčky a zdvihátka). U čtyřdobých motorů připadají na jeden cyklus dvě otočky klikové hřídele a ventily se otevřou jednou. Z toho vyplývá, že vačková hřídel musí mít poloviční otáčky oproti klikové hřídeli. Převodový poměr mezi klikovou hřídelí a vačkovou hřídelí je tedy 2:1. Zavírání ventilů je nejčastěji zajištěno pružinami, výjimečně u desmodromických rozvodů druhou vačkou. [1], [2]

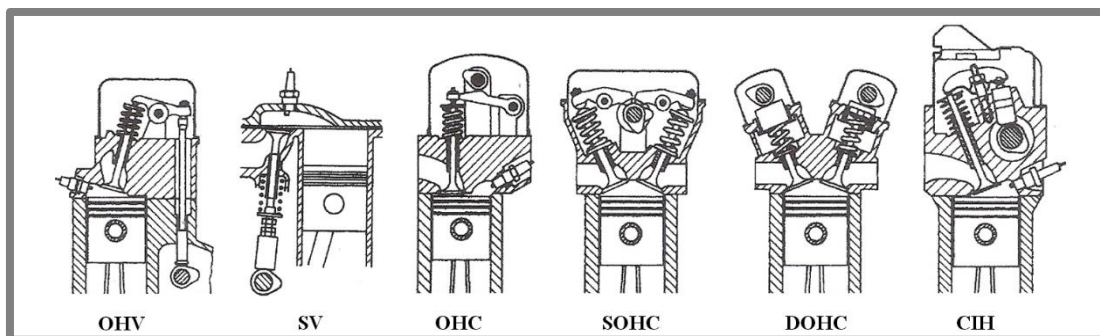
#### 2.1.1 Rozdělení ventilových rozvodů

Ventilové rozvody se rozdělují z hlediska ovládání na: [1], [2]

- Mechanicky ovládané
- Pneumaticky ovládané
- Elektromagneticky ovládané

Tato práce se dále zabývá mechanicky ovládanými ventily, které se rozdělují z hlediska jejich konstrukce: [1], [2]

- OHV
- SV
- OHC
  - OHC
  - SOHC
  - DOHC
  - Desmodromický rozvod
- CIH a IOE



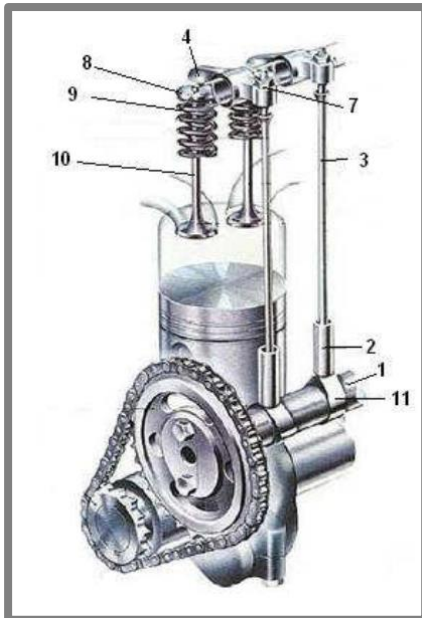
Obr. 2-1 Mechanické ventilové rozvody [3]

### Stručný popis konstrukce jednotlivých mechanických rozvodů

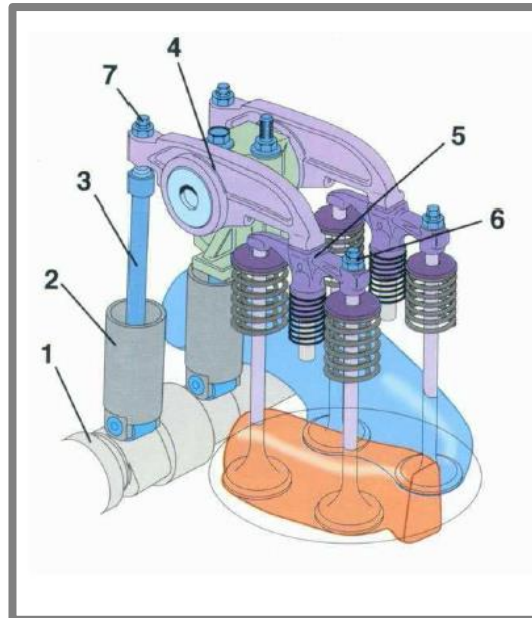
- **OHV** (Over Head Valves) – ventily jsou umístěny v hlavě válce motoru, vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru.
- **SV** (Side Valves) – vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru, ventily v bloku motoru na jedné straně.
- **OHC** (Over Head Camshaft) – vačkový hřídel je umístěn na hlavě válce, ventily jsou umístěny v hlavě válce motoru.
- **SOHC** (Single Over Head Camshaft) – vačkový hřídel je umístěn na hlavě válce, ventily jsou umístěny ve dvou řadách podobně jako u DOHC v hlavě válce motoru.
- **DOHC** (Double Overhead Camshaft) – dva vačkové hřídele jsou uloženy nahoře na hlavě válce a ventily v hlavě válce.
- **Desmodromický** – vačkový hřídel je umístěn na hlavě válce, ventily jsou umístěny ve dvou řadách
- **CIH** (Camshaft In Head) – vačkový hřídel je uložen v hlavě válce pod ventilovými vahadly a ventily v hlavě válce.
- **IOE** (Inter Over Exhaust) – vačkový hřídel je umístěn v bloku motoru, sací ventil je umístěn a ovládán jako u SV, výfukový ventil jako u OHV. [3]

## 2.1.2 Hlavní části ventilových rozvodů OHV

Pro popis jednotlivých částí ventilových rozvodů byl zvolen rozvod OHV, viz Obr. 2-2 a Obr. 2-3.



Obr. 2-2 Dvouventilový OHV rozvod [4]



Obr. 2-3 Čtyřventilový OHV rozvod [5]

1 – vačkový hřídel, 2 – zdvihátko, 3 – zvedací tyčka, 4 – vahadlo, 5 – ventilový můstek, 6 – seřizovací šroub můstku, 7 – seřizovací šroub ventilové vůle, 8 – miska ventilové pružiny, 9 – pružina, 10 – ventil, 11 – vačka

- **Vačkový hřídel** – slouží k řízení ventilů. Je vyroben z jednoho kusu jako odlitek nebo výkovek. Na hřídeli je několik přesně obrobených vaček. Počet vaček na hřídeli je určen počtem ventilů, které jsou ovládány.
- **Vačka** – je součástí vačkové hřídele a její tvar udává průběh otevírání a zavírání ventilů
- **Zdvihátko** – slouží k přeměně rotačního pohybu vačky na translační
- **Zvedací tyčka** – přenáší pohyb ze zdvihátka na vahadlo. Většinou se používají duté tyče, jelikož jsou namáhány na vzpěr. K uložení ve zdvihátku a opření o vahadlo slouží čepy a pánve, které jsou na koncích tyček.
- **Vahadlo** – slouží jako páka, které přenáší pohyb ze zvedací tyčky na ventil.
- **Ventilová pružina** – zajišťuje těsnost mezi ventilem a ventilovým sedlem a zároveň neustálý styk mezi vačkou a zdvihátkem. Musí vyvinout takovou sílu, aby překonala setrvačné a třecí síly v mechanismu. Nejčastěji se používají válcové pružiny.
- **Ventily** – slouží k otevírání/uzavírání sacích a výfukových kanálků v hlavě válce. [1], [2]



## 2.2 Vačkový mechanismus

2.2

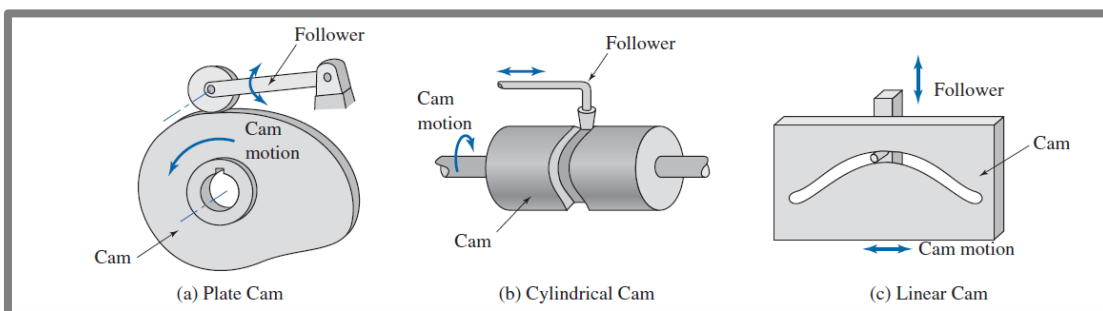
Vačkový mechanismus je velice důležitá součást ve strojích, kde je potřeba změnit pohyb z rotačního na posuvný nebo oscilační. Vačky se používají pro řízený pohyb, u kterého je požadována vysoká přesnost, opakovatelnost a dlouhá životnost. Všechny nynější spalovací motory v automobilech obsahují vačkové mechanismy, které zajišťují správnou funkci ventilů. [7], [8]

### 2.2.1 Vačka

2.2.1

Vačka je speciálně tvarovaný díl z kovu nebo jiného materiálu přizpůsobený k řízení pohybu zdvihátka. Vačky lze rozdělit do následujících tří typů podle jejich tvaru:

- **Radiální**
- **Bubnové**
- **Lineární**



Obr. 2-4 Typy vaček a) Radiální vačka, b) Bubnová vačka, c) Lineární vačka [9]

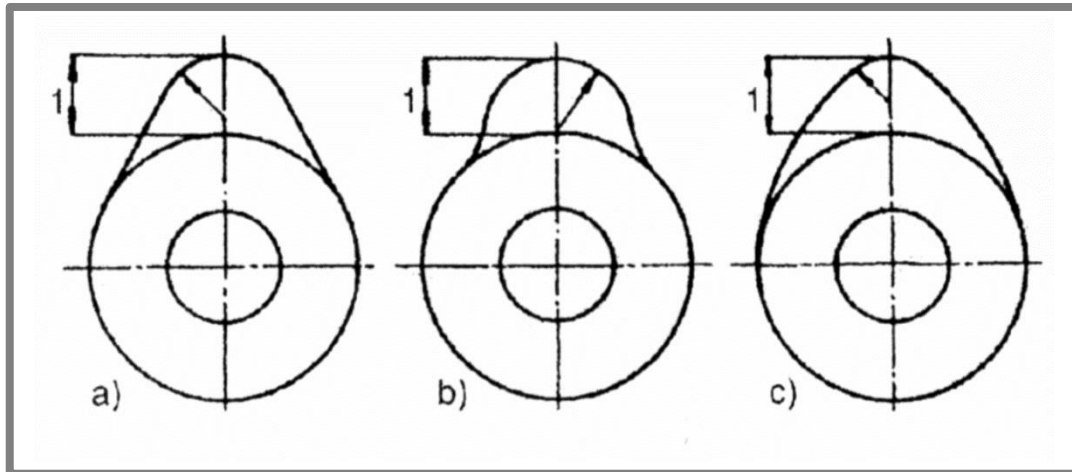
### 2.2.2 Typy radiálních vaček

2.2.2

Tvar vačky je důležitý pro určení kinematických veličin (zdvih, rychlost a zrychlení) a doby otevření nebo zavření ventilu. Dle tvaru se radiální vačky dělí:

- **Tangenciální** – mají přímé boky, které jsou tečnami k základní a vrcholové kružnici. Zajišťují velké zrychlení a zpomalení zdvihu. Používají se u pomaluběžných motorů.
- **S dutým bokem** – ke spojení základní a vrcholové kružnice je použit oblouk. Používají se u stabilních motorů.
- **Harmonické** – jsou tvořeny kruhovými oblouky, které na sebe navazují.

Často se používají nesymetrické vačky, např. špičatá, strmá (ostrá). Tato asymetrie upravuje dobu otevírání a zavírání ventilů. [2], [7], [8]



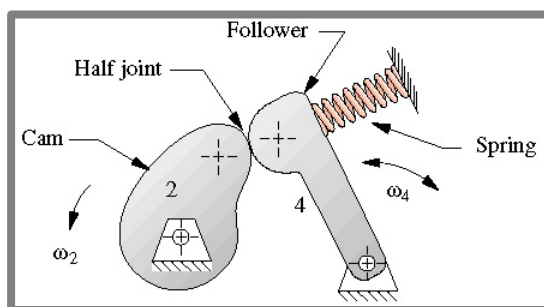
Obr. 2-5 Radiální vačky a) tangenciální, b) s dutým bokem, c) harmonická [10]

### 2.2.3 Zdvihátko

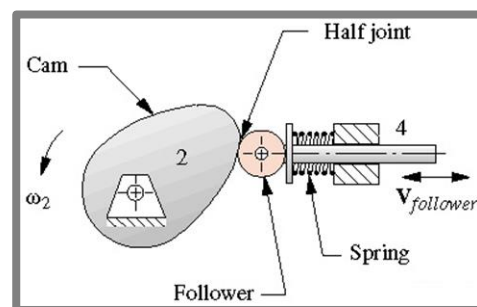
Účelem zdvihátek je převod rotačního/lineárního pohybu vačky na translační nebo oscilační. Zdvihátka jsou rozdělená na základě pohybu, polohy a tvaru.

### 2.2.4 Pohyb zdvihátka

Pohyb zdvihátka může být oscilační nebo translační. Obr. 2-6 zobrazuje rotující vačku, která vede oscilační zdvihátko. Na Obr. 2-7 je pak zobrazena rotující vačka, po které vykonává zdvihátko translační (posuvný) pohyb. Volba mezi těmito dvěma typy závisí na požadovaném výstupním pohybu. [7], [8]



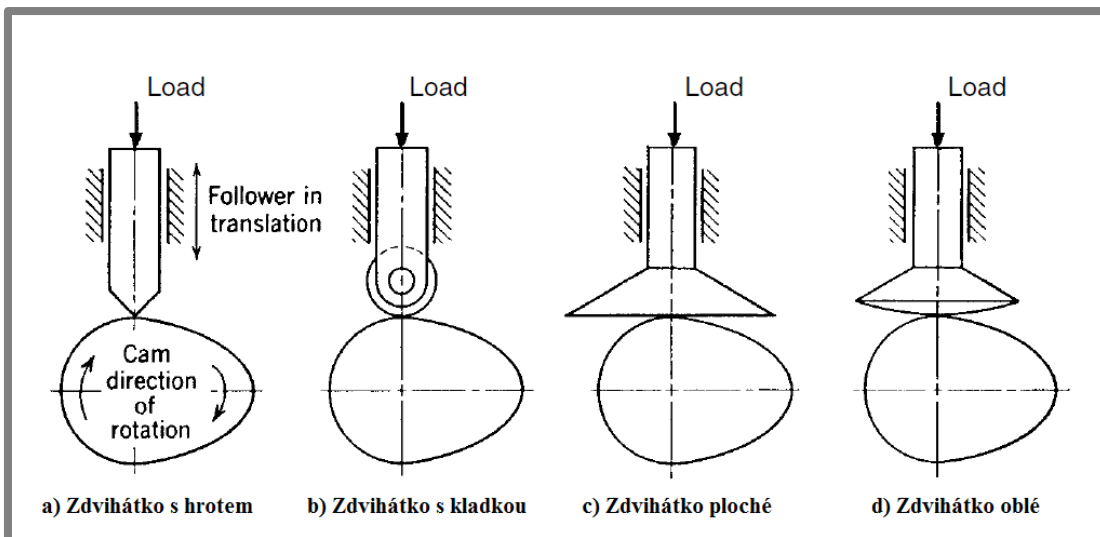
Obr. 2-6 Rotační zdvihátko [8]



Obr. 2-7 Translační zdvihátko [8]

## 2.2.5 Tvar zdvihátka

Na Obr. 2-8 jsou zobrazeny čtyři základní typy zdvihátek – s hrotem, s kladkou, ploché a oblé.



Obr. 2-8 Tvarové varianty zdvihátek [7]

- **Zdvihátko s hrotem** – jedná se o nejjednodušší typ zdvihátka. Nevýhodou je ostrá hrana, která vytváří vysoké kontaktní napětí a rychle se opotřebovává. V důsledku toho se tento typ zdvihátka používá jen zřídka.
- **Zdvihátko s kladkou** – toto zdvihátko se skládá z více částí, a to z kladky, čepu a těla zdvihátka. Výhodou kladky je, že při jejím valení po vačce dochází k menšímu tření než u zdvihátka s hrotem. Nevýhodou jsou větší rozměry a možnost odskakování při pohybu po strmé vačce. Používají se nejčastěji u velkých motorů.
- **Zdvihátko ploché** – tento typ zdvihátka může být použit pro strmé vačky bez toho, aby došlo k odskoku. Proto se používá pro vysoké otáčky. Celkově patří mezi nejpoužívanější zdvihátko díky jeho malým rozměrům. Nicméně třecí síly jsou větší než u zdvihátka s kladkou, což je způsobeno větší kontaktní plochou mezi zdvihátkem a vačkou.
- **Zdvihátko oblé** – stejně jako ploché zdvihátko může být použito pro strmé vačky. Zaoblení vyrovnává vychýlení nebo nevyrovnání. Výhodou jsou menší rozměry. Největší nevýhodou je přímkový styk s vačkou a jeho neměnná poloha a tím pádem rychlé opotřebení styčných ploch. Další nevýhodou je také větší tření než u zdvihátka s kladkou. [7], [8], [11]

## 2.2.6 Styk vačky a zdvihátka

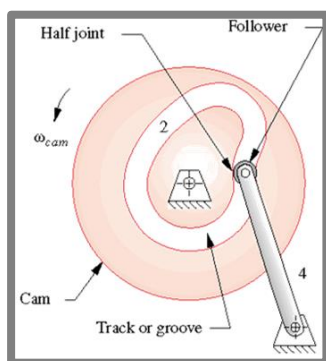
Stálý kontakt zdvihátka s povrchem vačky může být zajištěn dvěma způsoby, a to silovým nebo nuceným stykem. [7], [8]

### Silový styk

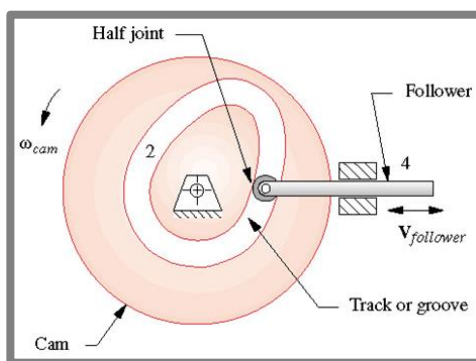
K zajištění kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem je potřebná přitlačná síla. Tato síla je obvykle zajištěna tlačnou vratnou pružinou nebo pomocí hydraulických a pneumatických prvků (Obr. 2-6 a 2-7). [7], [8]

### Nucený styk

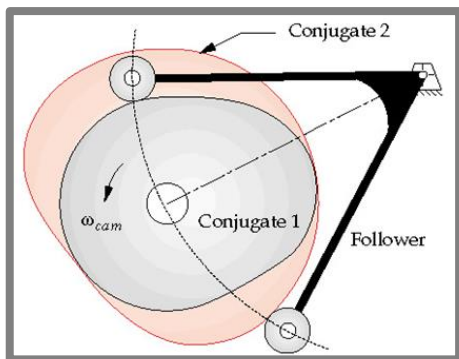
V tomto případě není potřeba k zajištění kontaktu žádná externí síla. Pohyb zdvihátka po vačce je zajištěný tvarovou plochou, která je obrobena ve vačce (Obr. 2-9 a 2-10). Obr. 2-11 zobrazuje jinou variantu tvarového kontaktu. Je to tzv. **konjugovaná vačka**. Skládá se ze dvou vaček, které jsou uloženy na jedné hřídeli. Dvě zdvihátka s kladkou připojené ke společnému rameni jsou touto vačkou tlačeny v opačných směrech. Tyto vačky se také nazývají **desmodromické** (Desmodromický rozvod je typický pro značku Ducati). [7], [8]



Obr. 2-9 Vačka s nuceným stykem a oscilačním zdvihátkem [8]



Obr. 2-10 Vačka s nuceným stykem a translačním zdvihátkem [8]



Obr. 2-11 Konjugovaná vačka [8]

## 2.3 Kinematika vačkových mechanismů

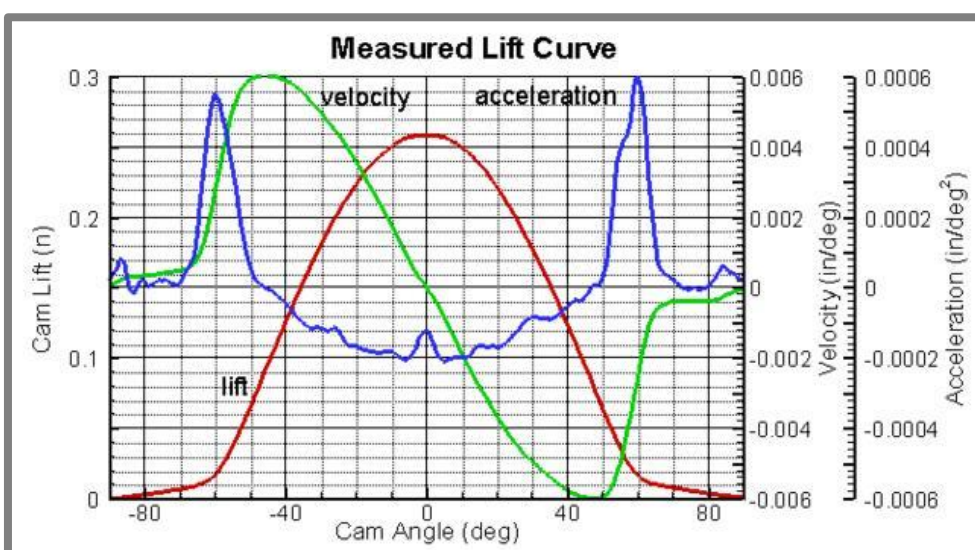
2.3

Mezi základní kinematické veličiny vačkových mechanismů patří poloha (zdvih), rychlost a zrychlení.

### 2.3.1 Poloha a zdvihový diagram

2.3.1

Poloha zdvihátka v závislosti na úhlu natočení vačky se zakresluje do tzv. **zdvihového diagramu**. Zdvih je zakreslen v ose  $y$  a úhel natočení vačky  $\theta$  podél osy  $x$ . Zdvih, rychlost a zrychlení jsou kresleny pouze pro jeden cyklus operace, tzn. pro jednu otočku vačky. Zdvihové diagramy jsou základem pro konstrukci vačkových profilů. [7], [8]



Obr. 2-12 Zdvihový diagram OHV rozvod [12]

Poloha je tedy dána matematickou funkcí:

$$y = f(\theta) \quad (2-1)$$

kde:

$y$  [m] - zdvih  
 $\theta$  [rad] - úhel natočení vačky

Jelikož se vačka otáčí konstantní úhlovou rychlostí, poloha může také být zapsána jako:

$$y = g(t) \quad (2-2)$$

$$\theta = \omega t \quad (2-3)$$

kde:

$t$  [s] - čas otočení o úhel  $\theta$   
 $\omega$  [rad·s<sup>-1</sup>] - úhlová rychlost vačky

### 2.3.2 Rychlost

Rychlost je definována jako derivace polohy podle času. V případě úhlové rychlosti je to derivace polohy podle úhlu natočení vačky. Kladné hodnoty nabývá při zdvihu a záporné v případě poklesu.

Okamžitá úhlová rychlost v závislosti na poloze vačky:

$$y' = \frac{dy}{d\theta} \quad (2-4)$$

Rychlost zdvihátka je v tom případě:

$$\dot{y} = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dt} \frac{d\theta}{d\theta} = \omega \frac{dy}{d\theta} = \omega y' \quad (2-5)$$

kde:

$\dot{y}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	- rychlost
$y$	[m]	- zdvih
$\theta$	[rad]	- úhel natočení vačky
$t$	[s]	- čas otočení o úhel $\theta$

### 2.3.3 Zrychlení

Zrychlení je definováno jako derivace rychlosti podle času, respektive druhá derivace polohy podle času. V případě úhlového zrychlení je to derivace úhlové rychlosti podle úhlu natočení, respektive druhá derivace polohy podle úhlu natočení vačky. **Určení zrychlení zdvihátka je velmi důležité, protože ovlivňuje setrvačné síly, opotřebení a vibrace.** [7], [8]

Okamžité úhlové zrychlení:

$$y'' = \frac{d^2y}{d\theta^2} \quad (2-6)$$

Zrychlení zdvihátka:

$$\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left( \omega \frac{dy}{d\theta} \right) = \omega \frac{d}{d\theta} = \omega \frac{d}{d\theta} \left( \frac{dy}{d\theta} \right) = \omega^2 \left( \frac{d^2y}{d\theta^2} \right) = \omega^2 y'' \quad (2-7)$$

kde:

$\ddot{y}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- zrychlení
$\dot{y}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	- rychlost
$y$	[m]	- zdvih
$\theta$	[rad]	- úhel natočení vačky
$t$	[s]	- čas otočení o úhel $\theta$

## 2.4 Silová analýza vačkových mechanismů

2.4

Síly působící mezi vačkou a zdvihátkem obvykle jsou: setrvačná síla, síla od pružiny, vibrační síly, třecí síly mezi vačkou a zdvihátkem a další vnější síly. [6]

### 2.4.1 Setrvačná síla

2.4.1

Největší vliv v silovém působení má setrvačná síla, obzvláště při vysokých úhlových rychlostech. Je způsobena translačním nebo rotačním pohybem hmotného zdvihátka. Pro určení setrvačné síly při translačním pohybu vycházíme z hmotnosti a zrychlení zdvihátka. Maximální setrvačná síla je v místě, kde nabývá zdvihátko maximálního záporného zrychlení. [6]

$$F_z = ma \quad (2-8)$$

kde:

$F_z$	[N]	- setrvačná síla
$m$	[kg]	- hmotnost
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- zrychlení

### 2.4.2 Pružná síla

2.4.2

Hlavní funkcí síly od pružiny je překonání setrvačné síly a udržení zdvihátka v kontaktu s povrchem vačky. Vysoká pružná síla zvyšuje výsledné zatížení na vačce, tím se zvýší kontaktní napětí, což vede k nadměrnému opotřebení a snížení životnosti. Naopak, malá síla od pružiny vede k odskakování zdvihátka po povrchu vačky. Požadovaná tuhost pružiny se určuje v okamžiku, kdy je setrvačná síla maximální a brání tak v kontaktu zdvihátka s vačkou. [6]

Síla od pružiny může být spočítána pomocí Hookova zákona:

$$F_p = k(\delta + y) \quad (2-9)$$

kde:

$F_p$	[N]	- pružná síla
$k$	[N·m <sup>-1</sup> ]	- tuhost pružiny
$\delta$	[m]	- předpětí
$y$	[m]	- zdvih

### 2.4.3 Vibrační síly

2.4.3

Síly způsobené vibracemi jsou výsledkem náhlé změny při elastických deformacích. Tyto síly, které působí střídavě se setrvačnou silou, zvyšují vznik napětí ve vačce. Ve většině studií jsou přesto zanedbávány, jelikož je jejich určení obtížné. [6]

#### 2.4.4 Třecí síly

Tření vzniká mezi dotýkajícími se tělesy při relativním pohybu. V případě mechanismu vačka – zdvihátko s kladkou je kontakt podobný kontaktu dvou válců. U tohoto kontaktu se předpokládá čistě valení, proto jsou třecí síly velmi malé a můžou být zanedbány. Jestliže je zdvihátko ploché, tak jsou třecí síly natolik velké, že musí být zahrnuty do výpočtů. [6]

#### 2.4.5 Vnější síly

Vnější síly můžou spadat mezi jakoukoli z těchto kategorií: nárazové síly (mechanický ráz), postupně působící síly nebo náhle působící síly. Určení těchto sil je velmi náročné, proto se s nimi většinou při výpočtech neuvažuje. [6]

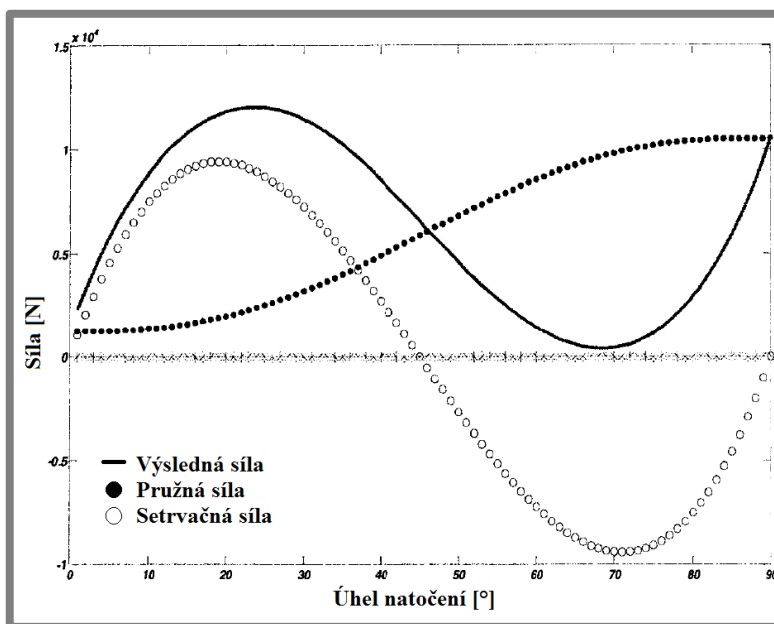
#### 2.4.6 Normálová síla

Je to výsledná síla mezi vačkou a zdvihátkem. Stanoví se výpočtem:

$$F_n = \left( \frac{1}{\cos\phi} \right) (F_z + F_p + F_{Ext}) \quad (2-10)$$

kde:

$F_n$	[N]	- normálová síla
$F_z$	[N]	- setrvačná síla
$F_p$	[N]	- síla od pružiny
$F_{Ext}$	[N]	- vnější síly
$\phi$	[rad]	- úhel záběru



Obr. 2-13 Silové působení [6]



## 2.5 Kontaktní napětí

Velmi často se stává, že vlastnosti povrchových vrstev převládají nad vlastnostmi objemovými. Z toho vyplývá, že povrchové vrstvy mají výrazný vliv na spolehlivost a životnost jednotlivých součástí. Proto jedna z věcí, které potřebujeme vědět, je velikost napětí v kontaktu mezi tělesy. Tímto problémem se jako první začal zabývat v roce 1882 H. R. Hertz, který zformuloval analytické řešení pro kontakt dvou hladkých nekonformních těles. [16], [17]

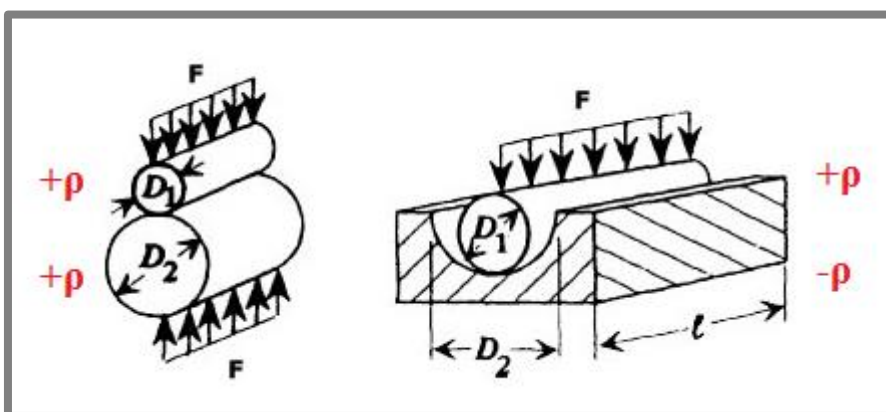
Hertzova teorie má tyto předpoklady: [17]

- Materiál je izotropní a homogenní
- Před zatížením se tělesa dotýkají v jednom bodě nebo u liniového kontaktu na přímce
- Mezi tělesy nepůsobí tření
- Při deformaci musí platit Hookův zákon
- Kontaktní plochy mají stejný obsah
- Materiály mají podobné mechanické vlastnosti
- Kontaktní povrch má konstantní zakřivení
- Kontaktní plocha je malá ve srovnání s ostatními rozměry

Problematika u soustavy vačka – zdvihátka s kladkou se zjednoduší tak, že bude brán v potaz kontakt dvou válců s paralelními osami (Obr. 2-14). Tímto způsobem je řešení problému jednodušší, ale stále blízko k realitě a všechny výsledky jsou použitelné pro daný případ.

### 2.5.1 Přímkový kontakt dvou těles

Tento případ nastává, když se dva válce s paralelními osami navzájem stlačují silou  $F$ .



Obr. 2-14 Kontakt dvou válců [13]

Křivost je definovaná jako převrácená hodnota příslušného poloměru

$$\rho = \frac{1}{r} \quad (2-11)$$

Je-li křivost  $\rho$  konvexní, tak má znaménko  $-$  a pokud konkávní, tak má znaménko  $+$  (Obr. 2-14).

Polovina šířky obdélníkové kontaktní plochy je dána vztahem:

$$b = \sqrt{\frac{8(1-\mu^2)F}{\pi E \sum \rho l}} \quad (2-12)$$

Součet křivostí

$$\sum \rho = \rho_{1x} + \rho_{2x} \quad (2-13)$$

Plocha obdélníkové plochy:

$$S = 2bl = \sqrt{\frac{32(1-\mu^2)l}{\pi E \sum \rho}} F \quad (2-14)$$

Maximální stykové napětí:

$$\sigma_{zmax} = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)} \frac{\sum \rho F}{2 l}} \quad (2-15)$$

### 2.5.2 Přímkový styk dvou těles z rozdílných materiálů

Rovnice z přecházející podkapitoly platily pouze pro tělesa z jednoho druhu materiálu. Pokud se počítá s tělesy z rozdílného materiálu, například oceli a bronz, zavádí se korekční součinitel tvaru, který se přidá do jednotlivých rovnic. [16]

$$w = \frac{1}{2} \frac{E_{oceli}}{1-\mu_{oceli}^2} \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \quad (2-16)$$

kde:

$\rho$	[-]	- křivost	$E$	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
$r$	[m]	- poloměr	$l$	[m]	- délka styčné plochy
$b$	[m]	- šířka kontaktní plochy	$S$	[m <sup>2</sup> ]	- kontaktní plocha
$\mu$	[-]	- Poissonova konstanta	$\sigma_{zmax}$	[MPa]	- kontaktní tlak
$F$	[N]	- zatěžující síla	$w$	[-]	- korekční součinitel

Dále je nutné korekční součinitel tvaru  $w$  doplnit exponentem, který odpovídá druhu zatížení (přímkový/bodový) a druhu výpočtu (šířka plochy/maximální kontaktní napětí/...). Tyto hodnoty jsou dostupné v literatuře [16].

## 2.6 Opotřebení materiálu

Definovat kontakt mezi dvěma plochami je složité, zahrnuje totiž statistické vztahy s mnoha proměnnými. Mezi tyto proměnné patří: drsnost a zvlnění povrchu, napětí, způsob obrábění, moduly pružnosti, tření (valivá a posuvná), materiály, mazání, koruze a zatížení. Opotřebení může být považováno za nežádoucí odstraňování materiálu z třené plochy. [7]

Existují čtyři základní druhy opotřebení mezi vačkou a zdvihátkem:

- Adhezivní opotřebení
- Abrazivní opotřebení
- Korozivní opotřebení
- Kontaktní únava

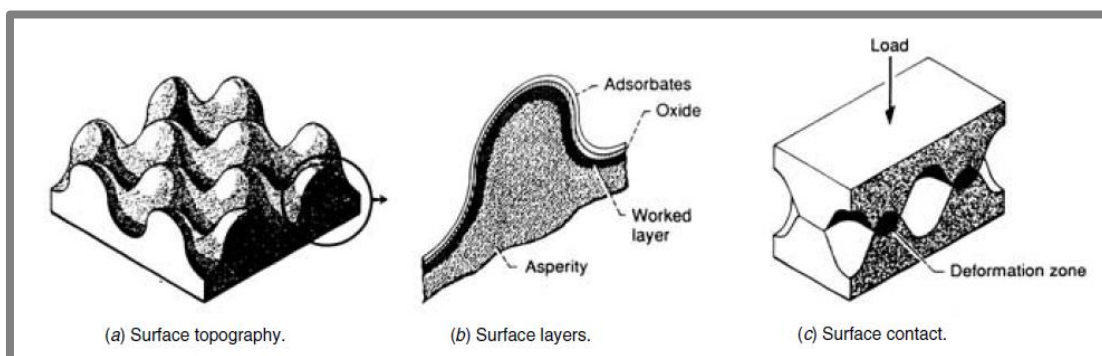
Existují ale i další druhy opotřebení:

- Erozivní opotřebení
- Kavitační opotřebení

### 2.6.1 Definice povrchu

Pevný povrch nikdy není dokonale rovný a zcela hladký. Je-li zkoumán mikroskopem nebo drsnoměrem, je zcela viditelné, že povrch obsahuje nerovnosti. (Obr. 2-15a).

Tyto nerovnosti obsahují povrchové filmy (Obr. 2-15b). U kovů se tyto filmy skládají z oxidů a absorbovaných plynů – obvykle vodní pára, oxid uhelnatý a oxid uhličitý. Neželezné kovy mohou absorbovat i jiné látky. Všechny povrchové filmy silně ovlivňují mechanické a metalurgické chování dotýkajících se pevných látek. Krystalické pevné látky mohou rekrystalizovat a zpevnit (zakalit) povrch. Leštění nebo finišování povrchů vytváří u kovů povrchové vrstvy. Tyto vrstvy obsahují spousty nečistot. [7]

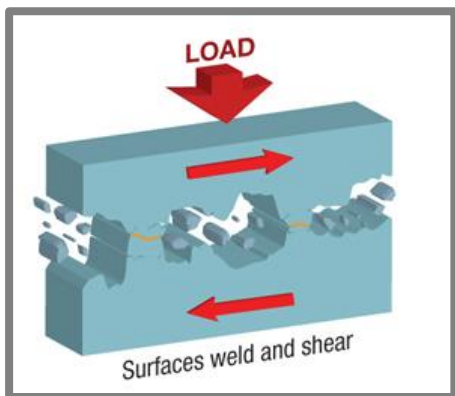


Obr. 2-15 Detail povrchu [6]

## 2.6.2 Adhezivní opotřebení

Adhezivní opotřebení, často nazývané jako zadírání, otírání nebo poškrábání, nastává mezi dvěma plochami, které se po sobě posouvají. Přitažlivost mezi povrchovými atomy dotýkajících se materiálů vede k přesunu materiálu z jedné plochy na druhou a nakonec k tvorbě volných úlomků. Na rozhraní tvořeném pevnými látkami se vytváří silné adhezivní síly. Velikost těchto sil závisí na stavu povrchu a základních vlastnostech dvou pevných těles. Vysoký lokální tlak v kombinaci s relativním posuvným pohybem podél krystalografické roviny způsobí zdrsnění rozhraní kontaktu. [7]

Většina energie uvolněné během těchto procesů se přemění na teplo, což způsobuje náhlé teplotní šoky. Vlivem těchto teplotních šoků dochází na rozhraní nerovností ke zvýšení rychlosti difuze. Je-li difuzní proces dostatečně rychlý, svaří se protilehlé vrcholky nerovností a dojde k odstřížení kousku materiálu. Když je difuze a adheze slabá, odstřížený malý kousek kovu zůstane volnou částicí. Množství adhezivních přenosů a opotřebení může být také ovlivněno povrchovým třením a okolními podmínkami. Adhezivní opotřebení na čepu zobrazuje Obr. 2-17. Toto opotřebení je podobné jako u čepů zdvihátek s kladkou. [7]



Obr. 2-16 Mechanismus adheze [14]



Obr. 2-17 Adhezivní opotřebení čepu [15]

Hlavním faktorem, který ovlivňuje přilnavost, je kombinace materiálů, které se dotýkají. Některé kombinace jsou vhodné pro dlouhou odolnost vůči adhezi, zatímco jiné jsou nevhodné (Tab. 1). Dalším faktorem, který výrazně ovlivňuje adhezi u spojovaných povrchů je **mazivo**, které vytváří izolační vrstvu a tím zabraňuje poškození povrchu. [7]

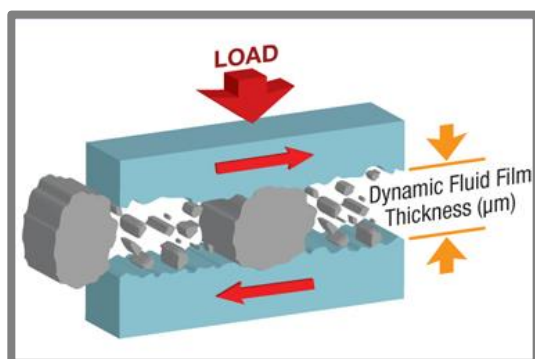
Tab. 1 Kombinace materiálů [7]

Dobré	Špatné
Litina a fosforový bronz	Tvrzená ocel a tvrzený bronz
Tvrzená ocel a fosforový bronz	Tvrzený nikl a ocel / tvrzená niklová ocel
Litina a měkká ocel	Měkká ocel a bronz
Babbitt a měkká ocel	Měkká ocel a měkká ocel
Měkká mosaz a měkká ocel	Měkká ocel a termosetová pryskyřice
Tvrzená ocel a měkký bronz	Měkká ocel a nylon
Tvrzená ocel a mosaz	
Tvrzená ocel a litina	
Tvrzená ocel a termosetová pryskyřice	
Tvrzená ocel a nylon	

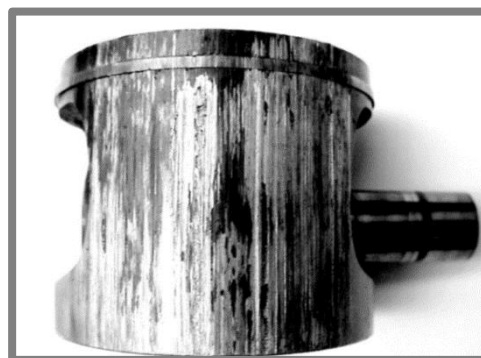
### 2.6.3 Abrazivní opotřebení

2.6.3

K abrazivnímu opotřebení dochází při dotyku dvou povrchů, přičemž jeden z povrchů je podstatně tvrdší než druhý. Částice tvrdšího povrchu oddělují materiál z měkčího povrchu. Při tomto opotřebení dochází ke vzniku vrypů v měkčím materiálu. Volné částice z tvrdšího materiálu vznikají při provozu strojních mechanismů, jako jsou například vačky a zdvihátka. Kromě toho mohou pocházet z okolního prostředí jako je prach, nečistoty vznikající při broušení atd. Jednou z funkcí **mazání** je odstranění těchto abrazivních materiálů z povrchu mechanismu. [7]



Obr. 2-18 Mechanismus abraze [14]



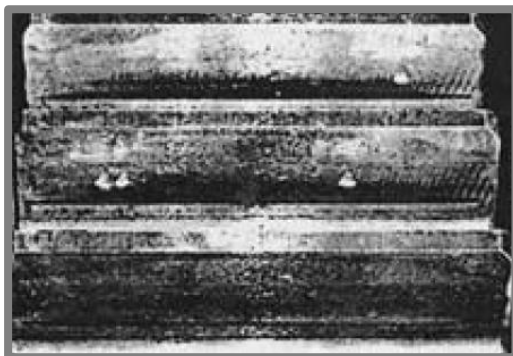
Obr. 2-19 Abrazivní opotřebení pístu spalovacího motoru [15]

#### 2.6.4 Korozivní opotřebení

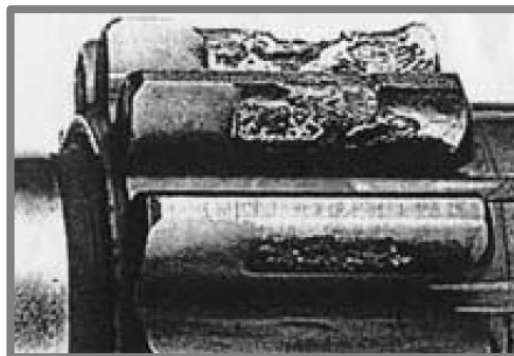
Koroze se vyskytuje v běžném prostředí a její nejčastější formou je oxidace. Většina kovů reaguje s kyslíkem a tvoří oxidy. Tyto oxidy jsou volně vázány k povrchu kovu, proto dochází vlivem tření k jejich odstranění. Uvolněné částice odstraňují další částice a přispívají tak k abrazivnímu opotřebení. Použití vhodného **mazání** přispívá k minimalizaci tohoto opotřebení a zároveň chrání náchylný povrch vůči korozivnímu prostředí. [7]

#### 2.6.5 Kontaktní únava

Kontaktní únava vzniká při opakovaném zatěžování povrchu valivými elementy. Je ovlivněna mnoha proměnnými, jako je: rychlost, zatížení, materiál, teplota, geometrie ploch, mazivo a počet opakovaných cyklů. Může vznikat na povrchu nebo pod povrchem. Během valení se hromadí dislokace, což působí jako koncentrátor napětí v okolí kontaktu. Výsledkem je vznik trhlin/důlků (pitting), které postupně tvoří síť trhlin a následně dojde k odlupování (spalling). Povrchová únava nastává u valivých ložisek, ozubených převodů a vaček. [7]



Obr. 2-20 Kontaktní únava [6]



Obr. 2-21 Kontaktní únava [6]

Únava při valení může vznikat v důsledku přítomnosti tvrdých částic v materiálu, koroze, koncentrátorů napětí jako jsou: vruby, nedokonalost povrchu po broušení, koncentrace napětí, mikrospallingem a interakcí povrchů, které závisí na drsnosti povrchu a tloušťce filmu maziva. Dále mohou vznik únavy urychlit: tenké cementační vrstvy, tepelně ovlivněné oblasti, vysoké kluzné rychlosti, nadměrná teplota, typ maziva nebo kontaminace povrchu nečistotami. [7]

Je-li povrch zatěžován v korozivním prostředí, jedná se o jev nazývaný korozní únava. Koroze na vačce nebo na zdvihátku nejprve zdrsňuje hladký povrch a tvoří malé jamky, z kterých v důsledku koncentrace napětí začnou vznikat únavové trhliny. Použití **maziva** má kromě snížení tření mezi povrchy i další funkci, která brání vzniku koroze a zajišťuje delší odolnost vůči únavovému opotřebení. [7]

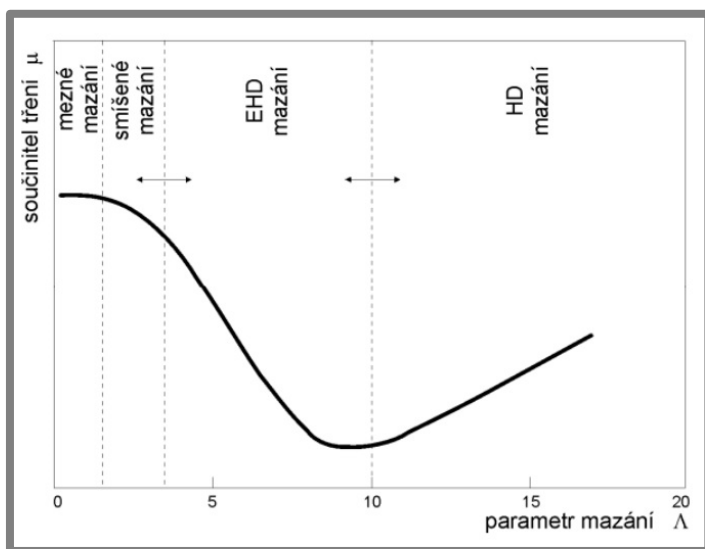
## 2.7 Mazání

Primárním účelem mazání je oddělit povrchy nacházející se v relativním pohybu vrstvou materiálu, která snižuje tření. Tato vrstva se nazývá mazivový film a brání bezprostřednímu styku kov na kov i při vysokém zatížení. Maziva se mohou skládat z různých látek v plynném, kapalném nebo pevném stavu. Sekundární úlohou maziva může být: tlumení rázů, ochrana před korozi, odvod tepla, odvod částic vzniklých opotřebením a tlumení hluku. [18], [19]

Režimy mazání se rozdělují:

- Režimy, při kterých dochází k oddělení třecích povrchů
  - Hydrodynamické
  - Hydrostatické
  - Elastohydrodynamické
- Režimy, při kterých dochází k bezprostřednímu styku mezi povrchy
  - Mezné
  - Smíšené

Režimy mazání závisí na součiniteli tření a parametru mazání, jak zobrazuje Stribeckova křivka (Obr. 2-22). [19]



Obr. 2-22 Stribeckova křivka [19]

**Parametr mazání** – je vyjádřen poměrem tloušťky mazacího filmu a redukované drsnosti povrchů. [19]



## 2.8 Diagnostika rozvoje poškození

Diagnostické metody jsou využívány k zaručení bezproblémového chodu stroje. Základním účelem těchto metod je detekce, lokalizace a rozsah poškození v monitorované součásti. Slouží také k objasnění příčin vzniku a šíření poškození. Používané metody jsou uvedeny v normách ISO, kde jsou popsány společně s postupem měření, zpracováním dat, vyhodnocováním, použitím snímačů a jejich umístěním. Mezi základní metody diagnostiky patří: [20], [21]

- Vibrační diagnostika
- Termodiagnostika
- Hluková diagnostika
- Akustická emise

Tato práce bude dále zaměřena na vibrační diagnostiku s ohledem na možné využití v praktické části.

### 2.8.1 Vibrační diagnostika

Vibrační diagnostika patří mezi jednu z hlavních metod nedestruktivní diagnostiky. Měření se provádí za běžného provozu, takže nedochází k omezení výroby. Jako zdroj informací jsou využívány mechanické vibrace, z kterých se následně určuje technický stav zařízení. Určení se realizuje porovnáním celkových naměřených vibrací s normou. [20], [21]

**Mechanické vibrace** – jedná se o mechanické kmitání způsobené vnější nebo vnitřní budící silou. Při tomto kmitání konají hmotné body cyklický pohyb kolem rovnovážné polohy (oblast, kde nepůsobí síla). V tělese vznikají postupné vlny, které jsou způsobeny rozdílnou výchylkou a fázovou rychlostí jednotlivých bodů. Vibrace se rozdělují na: periodické (harmonické), neperiodické a náhodné. [20]

**Senzory pro snímání vibrací** - využívají relativní a absolutní senzory. Relativní senzory snímají vibrace vůči vztažnému bodu a absolutní vůči gravitačnímu poli země. [20]



### 3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3

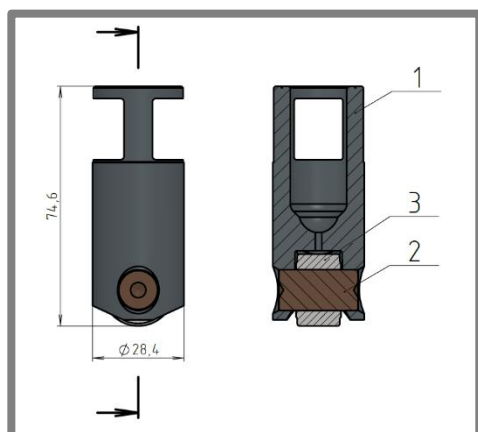
Cílem této práce je navrhnout adaptér pro úpravu stávajícího testovacího zařízení, na kterém se testují automatické napínáky (tlumiče) automobilových řemenů. Tento adaptér umožní provádět zkoušky funkčnosti sestavy zdvihátka ventilů. Jako součást zadání práce byla předložena výkresová dokumentace společně s CAD modely testované součásti a testovacího zařízení.

#### 3.1 Testovaná součást

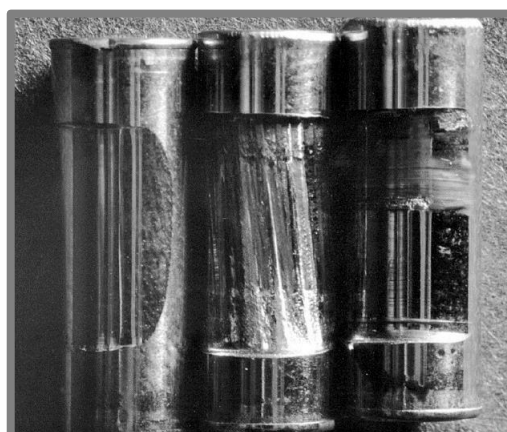
3.1

Jedná se o zdvihátko s označením 1850160C3 (Obr. 3-1), které je součástí ventilových rozvodů spalovacích motorů. Zdvihátko se skládá ze tří částí, a to: 1 – tělo zdvihátka, 2 – čep a 3 – kladka. Tělo zdvihátka je vyrobeno z tvárné litiny, čep je ze slitiny bronzu CDA 642 a kladka z ložiskové oceli E52100.

Nejvíce problematickou částí je čep, kde vlivem proměnlivého namáhání a rázů dochází k jeho velkému opotřebení (Obr. 3-2).



Obr. 3-1 Zdvihátko 1850160C3



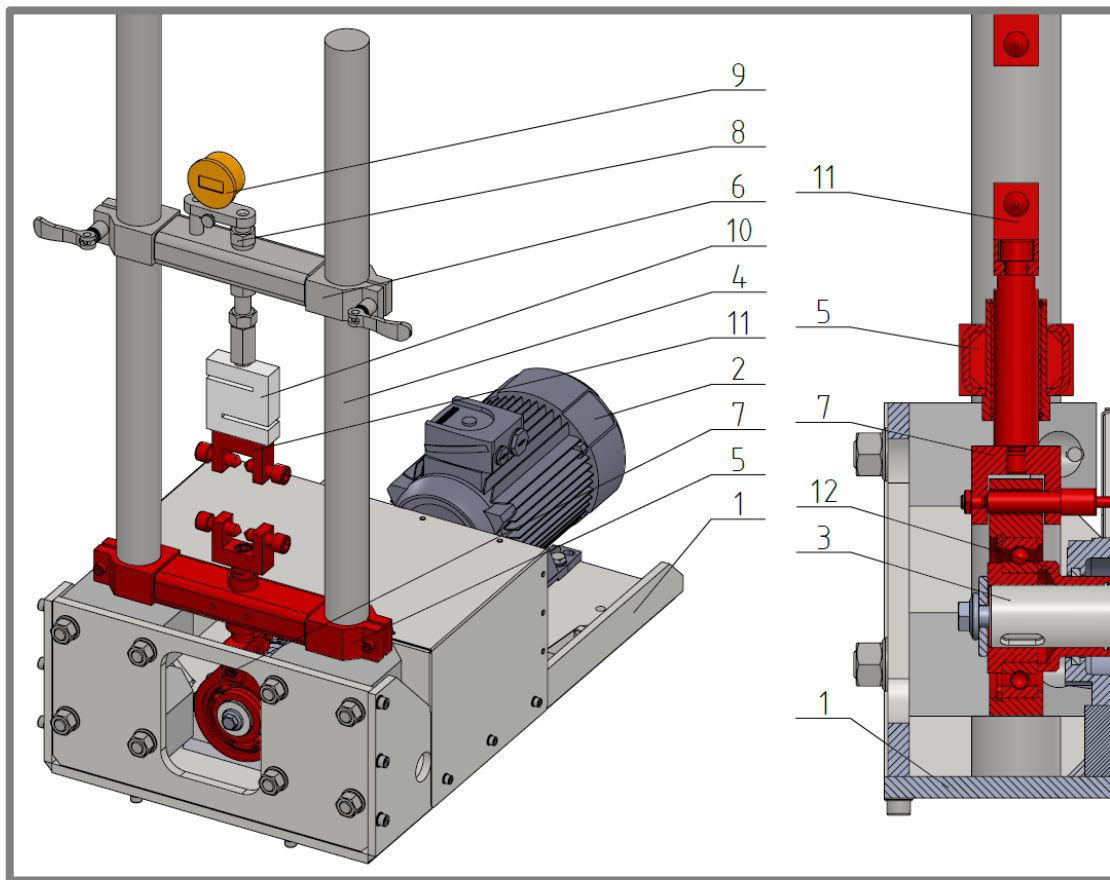
Obr. 3-2 Opotřebení čepu [22]

#### 3.2 Testovací zařízení

3.2

Jak již bylo zmíněno výše, jedná se o testovací zařízení pro zkoušení charakteristik automatických napínáků (tlumičů) řemene (Obr. 3-3). Sestava testovacího zařízení se skládá ze svařovaného lože, elektromotoru o výkonu 1,5 kW a hnacího hřídele. Dále jsou jeho součástí dvě vodící tyče, které jsou spojeny spodním pevným příčnickem a horním stavitelným příčnickem. Mezi tyto příčníky se upíná testovaný tlumič, který je díky klikovému mechanismu zatěžován vibracemi. Součástí horního příčníku je závitová tyč, která spolu s digitálním úchylkoměrem slouží k vyvolání předpětí v tlumiči. Další součástí je tenzometrický siloměr HKM Messtechnik SW 2.1 s integrovaným zesilovačem a proudovým výstupem, který má rozsah 10 kN. Součástí zařízení je také frekvenční měnič pro regulaci otáček motoru, který je společně se siloměrem napojen na řídicí systém ADIST. Součástí spodního příčníku je snímač

polohy, který je taktéž napojen na řídicí systém. Toto testovací zařízení bylo sestaveno a dimenzováno na zatěžující sílu 5 kN.



Obr. 3-3 Testovací zařízení

1 – svařované lože, 2 – elektromotor, 3 – hřídel, 4 – vodící tyč, 5 – pevný příčník, 6 – stavitelný příčník, 7 – klikový mechanismus, 8 – závitová tyč, 9 – úchylkoměr, 10 – siloměr, 11 – upínání tlumičů, 12 – rozpěrný kroužek

### 3.3 Dílčí cíle

Na Obr. 3-3 je zobrazeno testovací zařízení, kde červeně vyznačené díly (dolní příčník, celý klikový mechanismus, rozpěrný kroužek a upínání tlumičů) se vzhledem k jejich jednoúčelovosti nedají použít pro testování zdvihátek.

Pro napodobení reálného chodu zdvihátka je potřeba se zaměřit na tyto části řešení:

- Konstrukční návrh adaptéru
- Mechanismus zatěžování zdvihátka
- Návrh vačky
- Návrh mazání
- Návrh metodiky zkoušky

## 4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

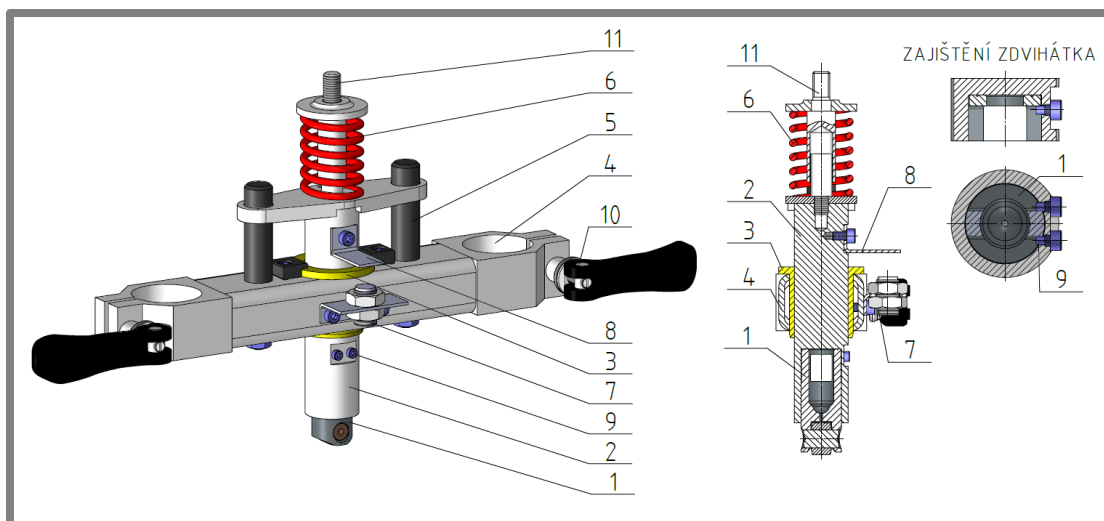
4

### 4.1 Konstrukce adaptéru a diagnostika opotřebení zdvihátka

4.1

#### 4.1.1 Konstrukční varianta 1: Adaptér s pevně uloženým zdvihátkem

4.1.1

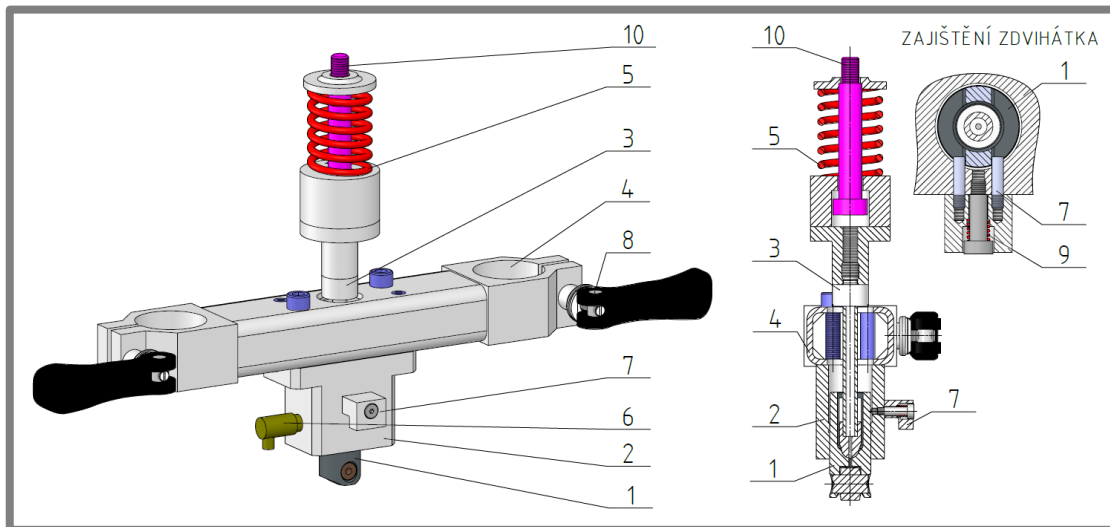


Obr. 4-1 Konstrukční varianta 1

První varianta je zobrazena na Obr. 4-1. V této variantě je zdvihátko (1) pevně uloženo v upínacím dílu (2) prostřednictvím dvou upravených šroubů M4 (9). Upínací díl je veden v kluzném pouzdře (3) a je zajištěn proti pootočení vodícími sloupky (5). Kluzné pouzdro je uloženo v příčniku (4), který je upevněn k vodícím tyčím o průměru 50 mm. Tyto vodící tyče jsou součástí zkušebního zařízení. Poloha příčniku je zajištěna pomocí excentrické páky (10). Pro snímání působící síly na zdvihátko je adaptér připevněn šroubem M12 (11) k siloměru, který je součástí zkušebního zařízení. Kontakt zdvihátka a vačky je zajištěn pružinou (6). Upínací díl se společně se zdvihátkem pohybuje ve svislém směru v závislosti na natočení vačky.

Vlivem namáhání čepu zdvihátka bude docházet k jeho postupnému opotřebení. Předpokládá se, že opotřebení čepu nastane mnohem dříve než u ostatních součástí, jelikož jsou kaleny a mají tak větší odolnost proti opotřebení než materiál čepu – měkký bronz. Toto opotřebení se projeví změnou měřené polohy. Poloha je měřena indukčním snímačem (7), který měří vzdálenost mezi snímačem a plechem (8).

## 4.1.2 Konstrukční varianta 2: Adaptér s pohyblivým zdvihátkem



Obr. 4-2 Konstrukční varianta 2

Druhá varianta je zobrazena na Obr. 4-2. V této variantě je zdvihátko (1) pohyblivě uloženo ve vodícím dílu (2). Vodící díl je pevně přichycen k příčnicku (4), který je upevněn ke zkušebnímu zařízení stejným způsobem jako v předchozí variantě a je zajištěn pomocí excentrické páky (8). Prostřednictvím zvedací tyče (3), která je zakončena čepem, je zdvihátko přitlačováno k vačce pružinou (5). Zajištění proti natočení je realizováno jednoduchým mechanismem (7), který je pro usnadnění výměny zdvihátka přitlačován pružinou (9). Adaptér je taktéž pro snímání síly působící na zdvihátko připevněn šroubem M12 (10) k siloměru. Zvedací tyč se společně se zdvihátkem pohybuje ve svislém směru v závislosti na natočení vačky.

Stejně jako v předchozí variantě se předpokládá, že k opotřebení čepu zdvihátka dojde dříve než u ostatních dílů. S rostoucím opotřebením bude docházet k nárůstu vibrací, které budou měřeny pomocí snímače vibrací (6). Snímač vibrací je připevněn k vodícímu dílu závitem M8.

## 4.2 Zkouška kontaktní únavy

Aby bylo možné ověřit funkčnost sestavy zdvihátka, musí být vystaveno určitému provoznímu zatěžování. Při této zkoušce bude docházet k postupnému rozvoji únavového poškození a z jeho charakteru bude možno mezi sebou porovnávat funkčnost testovaného zdvihátka a etalonu.

Na Ústavu konstruování VUT v Brně se ke zkoumání kontaktní únavy používá zařízení R-mat. Zkouška na zařízení R-mat probíhá tak, že se zkoušený materiál, který je ve formě válečku, odvaluje mezi dvěma kotouči stejného průměru, kotoučem hnacím a kotoučem hnaným – zatěžovacím. Aby nedošlo dříve k poškození kotoučů, je jejich průměr mnohem větší než průměr testovaného vzorku. Zkouška trvá až do vzniku kontaktní únavy (pittingu), která je vyvolána bodovým kontaktem a nastavením Hertzova kontaktního tlaku.

### 4.2.1 Varianta 1: Vysoký kontaktní tlak

První z variant, jak lze dosáhnout zrychleně kontaktní únavy, je vyvinout dostatečně velké kontaktní napětí mezi čepem a kladkou zdvihátka.

Na zkoušku kontaktní únavy jsou plánovány zkoušky se stanoveným kontaktním napětím  $\sigma_{zmax1} = 5\,000$  MPa. Pro dosažení požadovaného kontaktního napětí je potřeba stanovit zatěžující sílu  $F$ . Materiál čepu je slitina bronzu CDA 642, modul pružnosti  $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$  MPa, Poissonova konstanta  $\mu_1 = 0,3$ . Materiál kladky je ocel E52100, modul pružnosti  $E_2 = 2,12 \cdot 10^5$  MPa, Poissonova konstanta  $\mu_2 = 0,3$ . Délka kontaktu  $l = 14$  mm.

Průměr čepu je  $D_{\check{c}} = 12,695 \begin{smallmatrix} 0 \\ -0,008 \end{smallmatrix}$  mm. Z toho vyplývá:

$$\begin{aligned} D_{\check{c}max} &= 12,695 \text{ mm} \\ D_{\check{c}min} &= 12,695 - 0,008 = 12,687 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4-1)$$

Vnitřní průměr kladky je  $D_k = 12,79 \mp 0,012$  mm. Z toho vyplývá:

$$D_{kmax} = 12,79 + 0,012 = 12,802 \text{ mm} \quad (4-2)$$

$$D_{kmin} = 12,79 - 0,012 = 12,778 \text{ mm} \quad (4-3)$$

#### Výpočet pro mezní stav $D_{\check{c}min}$ a $D_{k1max}$ :

Křivosti – čep:

Křivosti budou stanoveny dle vztahu 2-11

$$r_{1x} = \frac{D_{\check{c}min}}{2} = \frac{12,687 \text{ mm}}{2} = 6,3435 \text{ mm} \quad (4-4)$$

$$\rho_{1x} = \frac{1}{r_{1x}} = \frac{1}{6,3435} = 0,1576 \quad (4-5)$$

$$r_{1y} = \infty \quad \rho_{1y} = \frac{1}{r_{1y}} = \frac{1}{\infty} = 0 \quad (4-6)$$

Křivosti – kladka:

$$r_{2x} = \frac{D_{kmax}}{2} = \frac{12,802 \text{ mm}}{2} = 6,401 \text{ mm} \quad (4-7)$$

$$\rho_{2x} = \frac{1}{r_{1x}} = \frac{1}{6,401} = 0,1562 \quad (4-8)$$

$$r_{2y} = \infty \quad \rho_{2y} = \frac{1}{r_{1y}} = \frac{1}{\infty} = 0 \quad (4-9)$$

Stanovení hodnoty  $\Sigma \rho$  dle rovnice 2-13:

$$\Sigma \rho = \rho_{1x} + \rho_{1y} - \rho_{2x} + \rho_{2y} = 0,1576 + 0 - 0,1562 + 0 = 0,0014 \quad (4-10)$$

Stanovení korekčního součinitele  $w$  dle rovnice 2-16:

$$w = \frac{1}{2} \frac{E_{oc}}{1-\mu_{oc}^2} \left[ \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right] = \frac{1}{2} \cdot \frac{2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{1-0,3^2} \cdot \left[ \frac{1-0,3^2}{1,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}} + \frac{1-0,3^2}{2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \right] = 1,46 \quad (4-11)$$

Pro přímkový styk a určení maximálního kontaktního napětí  $\sigma_{zmax1}$  je exponent korekčního součinitele  $-\frac{1}{2}$

Ze vztahu 2-15 pro  $\sigma_{zmax}$  se vyjádří a vypočte síla  $F_1$ :

$$F_1 = \frac{2l\pi(1-\mu_{oc}^2)w\sigma_{zmax1}^2}{E_{oc}\Sigma\rho} = \frac{2 \cdot 14 \text{ mm} \cdot \pi \cdot (1-0,3^2) \cdot 1,46 \cdot 5000^2 \text{ MPa}}{2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,0014} = 9\,844\,150 \text{ N} \quad (4-12)$$

### Výpočet pro mezní stav $D_{čmax}$ a $D_{kmin}$ :

Výpočet je analogický jako v případě síly  $F_1$

$$F_2 = 13\,781\,811 \text{ N}$$

### Zhodnocení výsledků

Vzhledem k tomu, že stávající zkušební zařízení je dimenzováno na zatěžující sílu 5 kN a vypočítané hodnoty jsou  $F_1 = 9\,844\,150 \text{ N}$  a  $F_2 = 13\,781\,811 \text{ N}$ , může být tato varianta vyloučena. Při zatěžující síle  $F_3 = 5\,000 \text{ N}$  by kontaktní tlak dosahoval hodnoty  $\sigma_{zmax3} = 112 \text{ MPa}$  (výpočet 4-13). Při tomto kontaktním tlaku by zkouška neměla smysl.

Výpočet kontaktního napětí při zatěžující síle  $F_3$  dle vztahu 2-15:

$$\sigma_{zmax} = w^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{E_{oc}}{\pi(1-\mu^2)} \frac{\sum \rho F_3}{2 l}} = 1,46^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa} \cdot 0,0014 \cdot 5 \cdot 000 \text{ N}}{\pi(1-0,3^2)} \frac{1}{2} \frac{1}{14 \text{ mm}}} = 112 \text{ MPa} \quad (4-13)$$

kde:

$D_{\check{c}}, D_{\check{c}max}, D_{\check{c}min}, D_k, D_{kmax}, D_{kmin}$	[mm]	- průměry
$r_{1x}, r_{1y}, r_{2x}, r_{2y}$	[mm]	- poloměry
$l$	[mm]	- délka kontaktu
$\rho_{1x}, \rho_{1y}, \rho_{2x}, \rho_{2y}$	[-]	- křivosti
$E_{oc}, E_1, E_2$	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
$\mu_{oc}, \mu_1, \mu_2$	[-]	- Poissonova konstanta
$\sigma_{zmax1}, \sigma_{zmax3}$	[MPa]	- kontaktní tlak
$w$	[-]	- korekční součinitel
$F_1, F_2, F_3$	[N]	- zatěžující síly

#### 4.2.2 Varianta 2: Odskok zdvihátka z vačky

4.2.2

Další z možností, jak dosáhnout opotřebení čepu zdvihátka, je vyvolání rázů mezi čepem a kladkou. Toho se dá docílit odskokem zdvihátka od vačky, po které se pohybuje. Následně dojde k opotřebení čepu, jak zobrazuje Obr. 3-2.

#### Odskok zdvihátka

Odskočení zdvihátka z vačky lze jednoduše stanovit z rovnice silové rovnováhy, která má tvar:

$$\sum \vec{F} = m_z \vec{a}_f \quad (4-14)$$

Při výpočtu je potřeba brát v potaz všechny síly působící na zdvihátko. Mezi tyto síly patří: síla gravitační, síla vyvolaná pružinou a síla mezi zdvihátkem a vačkou. Součet těchto sil musí být roven součinu hmotnosti zdvihátka a jeho zrychlení. Rovnice vypadá následovně:

$$\vec{F}_g + \vec{F}_p + \vec{F} = m_z \vec{a}_f \quad (4-15)$$

A po dosazení za jednotlivé síly:

$$-m_z g - k(\delta + y) + F = m_z a_f \quad (4-16)$$

Dosazení za zrychlení  $a_f$  z rovnice 2-7:

$$-m_z g - k(\delta + y) + F = m_z \omega^2 y'' \quad (4-17)$$

kde:

$F_g$	[N]	- gravitační síla
$F_p$	[N]	- síla od pružiny
$F$	[N]	- síla mezi zdvihátkem a vačkou
$m_z$	[kg]	- hmotnost zdvihátka
$a_z$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- zrychlení zdvihátka
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- gravitační zrychlení
$k$	[N·m <sup>-1</sup> ]	- tuhost pružiny
$\delta$	[m]	- předpětí pružiny
$y$	[m]	- zdvih
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost

K odskoku zdvihátka dojde, pokud síla  $F$  bude mít hodnotu **rovnou nebo menší nule**. Tohoto stavu může být dosaženo volbou vhodné tuhosti pružiny a vhodným nastavením úhlové rychlosti, jak vyplývá z rovnice 4-17.

---

## 4.3 Vyhodnocení variant

---

### 4.3.1 Vyhodnocení konstrukčních variant

Při volbě konstrukčního řešení byla rozhodující otázka přesnosti diagnostiky opotřebení zdvihátka. V konstrukční variantě 1, kde se diagnostikuje opotřebení zdvihátka pomocí měření polohy, může dojít ke zkreslení výsledku vlivem deformací samotných částí adaptéru. Varianta proto nedosahuje velké přesnosti. Dále uchycení zdvihátka napevno pomocí dvou šroubů není zcela praktické při jeho výměně. Tyto nedostatky eliminuje konstrukční varianta 2. V této variantě je opotřebení diagnostikováno pomocí měření vibrací, kde předpokládaným zdrojem vibrací je uložení mezi čepem a kladkou zdvihátka. Dalším kladným faktem je, že se tato varianta podobá více skutečnému ventilovému rozvodu spalovacího motoru. V neposlední řadě zajištění polohy zdvihátka prostřednictvím jednoduchého mechanismu je praktičtější pro jeho výměnu. S ohledem na toto odůvodnění bude při samotném konstrukčním řešení použita konstrukční varianta 2.

---

### 4.3.2 Vyhodnocení variant zkoušky kontaktní únavy

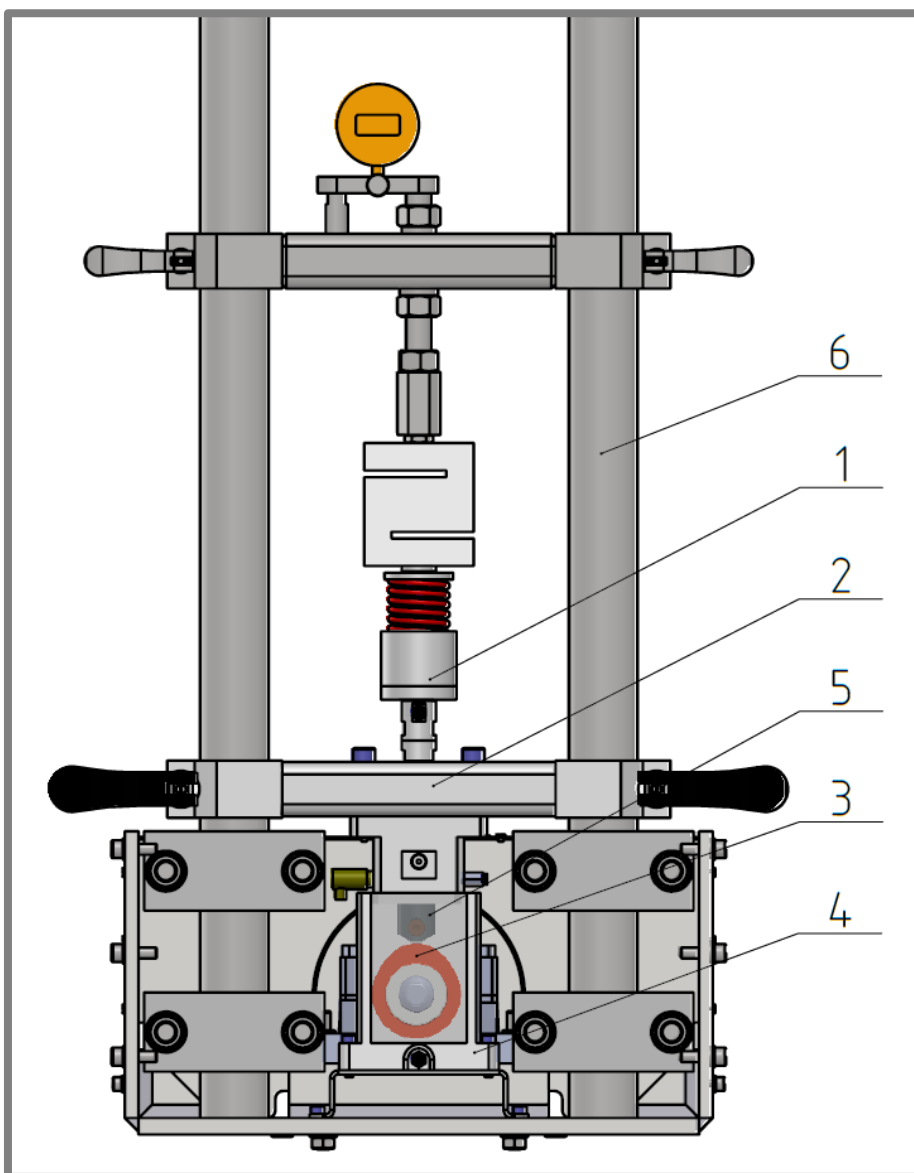
Ve variantě 1 je k dosažení vysokého kontaktního tlaku (pro urychlení vzniku kontaktní únavy) potřebná příliš velká zatěžující síla. Této síly není možné na stávajícím zkušebním zařízení dosáhnout, proto byla zvolena varianta 2. Ve variantě 2 je zdvihátko vystaveno rázům. Odezva zdvihátka na tyto rázy bude porovnána s odezvou etalonu, z toho bude ověřena jeho funkčnost.



## 5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Výsledné konstrukční řešení je založeno na vyhodnocení v kapitole 4.3.

V kapitolách níže jsou detailně popsány jednotlivé části adaptéru, způsob mazání, konstrukce vačky a metodika zkoušky. Adaptér umístěný v testovacím zařízení je na Obr. 5-1 (testovací zařízení je zde zobrazeno bez předního krytu).



Obr. 5-1 Výsledné řešení

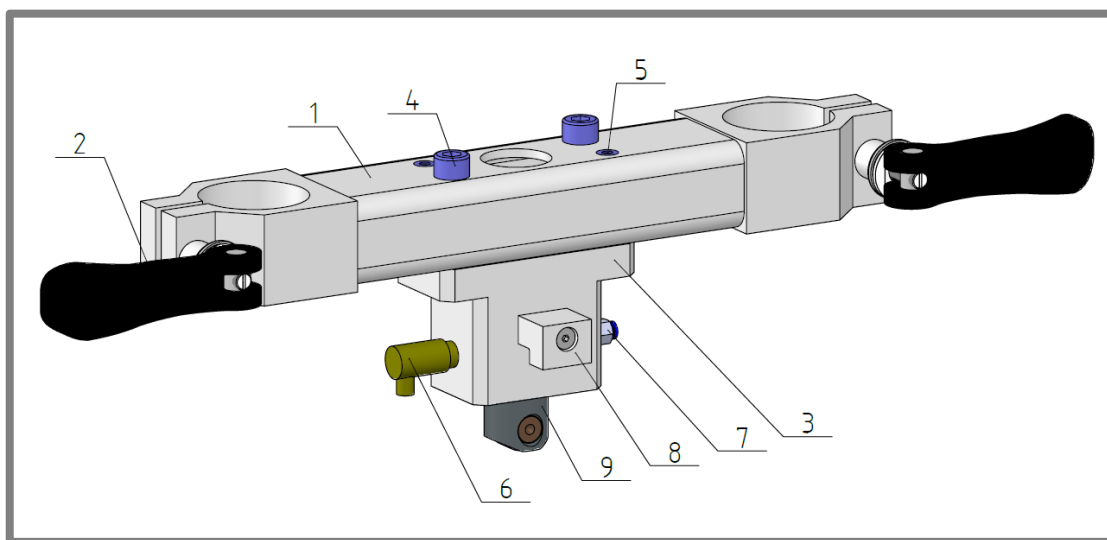
1 – adaptér, 2 – nový příčnick, 3 – vačka, 4 – nádržka na olej, 5 – zdvihátko,  
6 – testovací zařízení

## 5.1 Adaptér

Konstrukce adaptéru se skládá ze dvou částí. První – pevná část (Obr. 5-2) je pevně zafixována ke zkušebnímu zařízení. Její hlavní součástí je vedení, které umožňuje translační pohyb zdvihátka ve svislém směru. Druhá – pohyblivá část (Obr. 5-4 a 5-5), která je přišroubována k siloměru zkušebního zařízení, slouží k zajištění kontaktu zdvihátka s vačkou.

### 5.1.1 Pevná část adaptéru

Hlavní části adaptéru jsou tvořeny příčnickem a vedením.



Obr. 5-2 Pevná část adaptéru

1 – příčník, 2 – excentrická páka, 3 – vedení, 4 – šroub M10, 5 – válcový kolík, 6 – snímač vibrací, 7 – mazací šroubení, 8 – zajištění zdvihátka, 9 – zdvihátko

#### Příčník

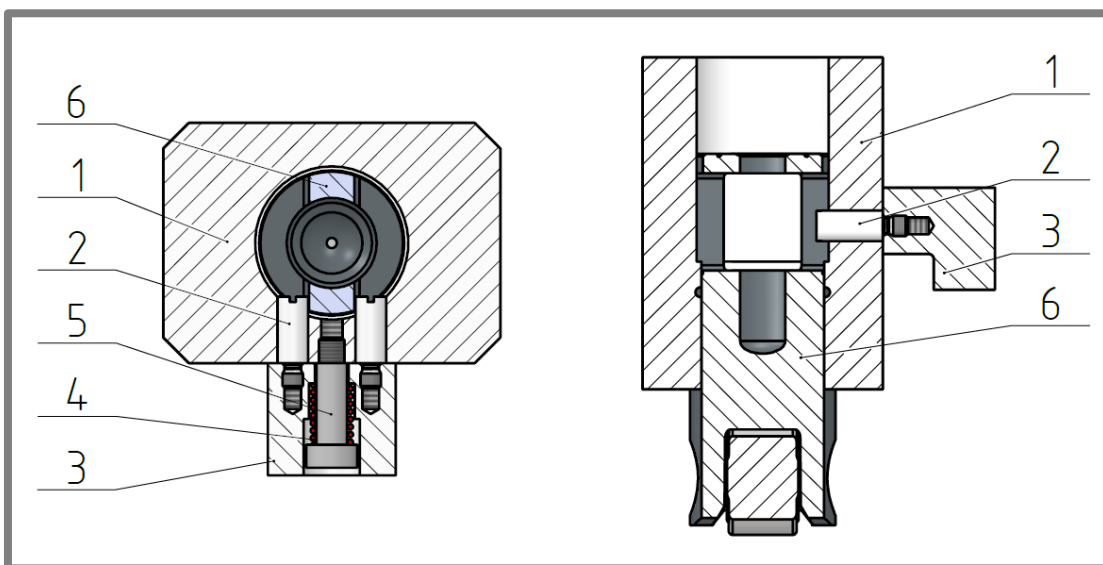
Příčník je svařený z dutého ocelového obdélníkového profilu a dvou ocelových obrobků – svěrných pouzder. Rozměry byly zachovány stejné jako u původního příčníku zkušebního zařízení. Jako materiál je zvolena ocel S235JR, u které je zaručena svařitelnost. K zajištění vertikální polohy příčníku na zkušebním zařízení jsou použity dvě excentrické páky se závitem M8.

#### Vedení

Slouží k vedení zdvihátka ve vertikálním směru. Pro zvýšení odolnosti vůči opotřebení pohybujícím se zdvihátkem je volena ocel C45E, která má po kalení vysokou tvrdost povrchu. Dále je vedení opatřeno snímačem vibrací a šroubením pro přívod maziva. Vedení je připevněno k příčníku pomocí dvou šroubů M10 s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem a dvou válcových kolíků o průměru 10 mm.

### Zajištění polohy zdvihátka

Součástí vedení je jednoduchý mechanismus sloužící k zajištění zdvihátka proti natočení kolem svislé osy (Obr. 5-3). Mechanismus je tvořen dvěma kolíky z oceli C45E, které jsou pro zvýšenou odolnost proti opotřebení kaleny. Tyto kolíky jsou zašroubovány pomocí závitu M4 do úchytka z oceli S235JR. Úchytka je přitlačována k vedení tlačnou pružinou, která je zajištěna lícovaným šroubem M5. Po zatažení za úchytku dojde k uvolnění zdvihátka, které lze poté vyjmout z vedení.



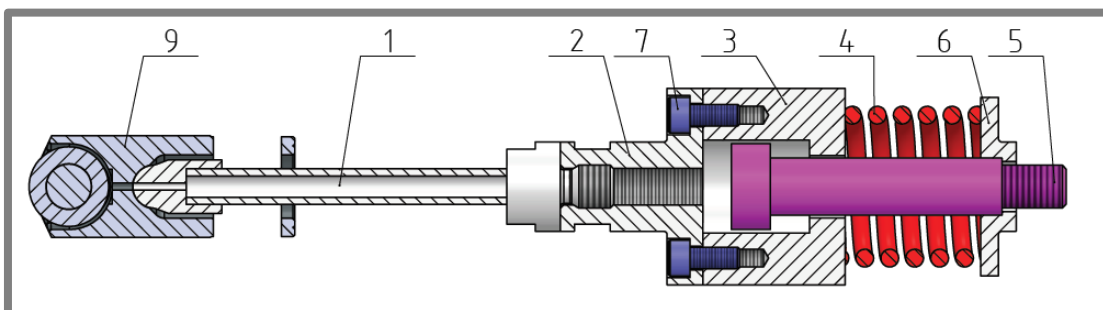
Obr. 5-3 Zajištění polohy zdvihátka

1 – vedení, 2 – kalený kolík, 3 – úchytka, 4 – pružina, 5 – šroub M5, 6 – zdvihátko

#### 5.1.2 Pohyblivá část adaptéru

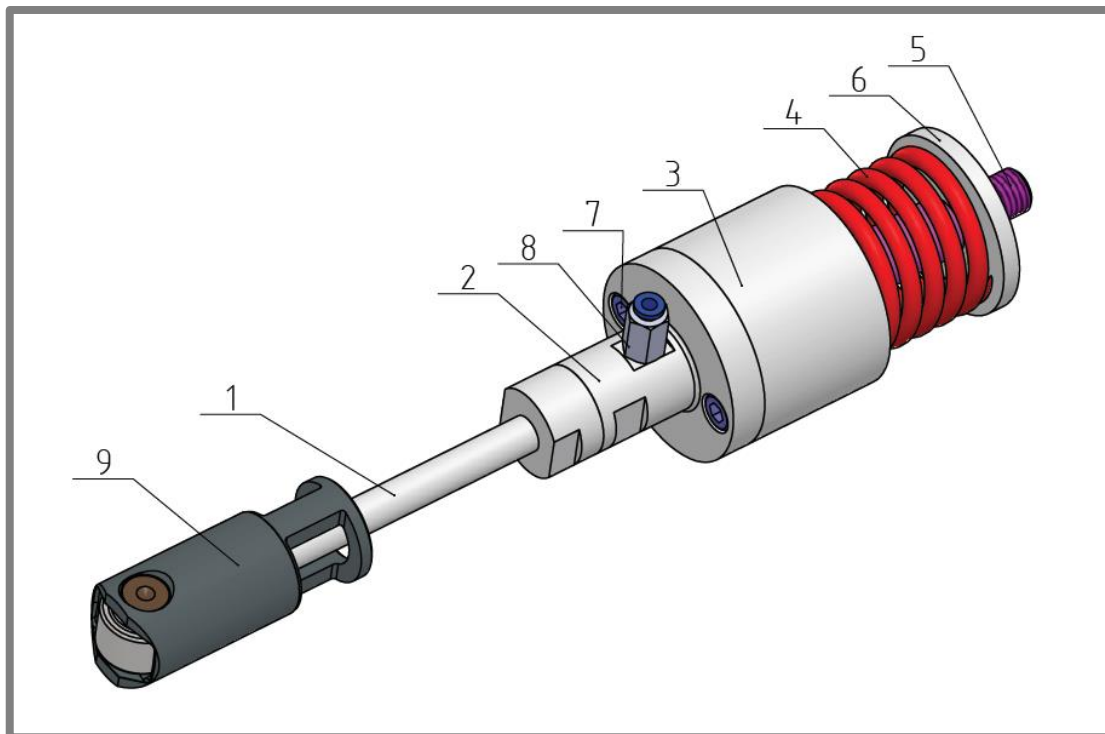
5.1.2

Pohyblivá část adaptéru (Obr. 5-4 a 5-5) se skládá ze: zdvihací tyčky, upínání zdvihací tyčky, kotevní desky a tlačné pružiny. Tato část adaptéru je připevněna k siloměru stávajícího zkušebního zařízení lícovaným šroubem M12. Připevnění k siloměru se provádí před montáží zdvihací tyčky.



Obr. 5-4 Pohyblivá část adaptéru - řez

1 – zdvihací tyčka, 2 – upínání zdvihací tyčky, 3 – kotevní deska, 4 – pružina, 5 – šroub M12, 6 – podložka pružiny, 7 – šroub M6, 9 – zdvihátko



Obr. 5-5 Pohyblivá část adaptéru

1 – zdvihací tyčka, 2 – upínání zdvihací tyčky, 3 – kotevní deska, 4 – pružina, 5 – šroub M12, 6 – podložka pružiny, 7 – šroub M6, 8 – mazací šroubení, 9 – zdvihátko

### Zdvihací tyčka

Skládá se ze tří částí (čep, trubka, opěrka s vnějším závitem), které jsou do sebe vzájemně nalisovány. Tento způsob konstrukce umožňuje přívod tekutého maziva k čepu a kladce zdvihátka. Všechny tři součásti jsou z oceli C45E a jsou kaleny. Jedna strana zdvihací tyčky je zakončena čepem, který slouží k vystředění na vnitřní kulové ploše zdvihátka. Protilehlá strana je zakončena opěrkou s vnějším závitem M12, do které jsou na vnější ploše vyfrézovány dvě plošky pro klíč číslo 21. Tyto dva prvky slouží k uchycení zdvihací tyčky do upínání.

### Upínání

Upínání slouží k uchycení zdvihací tyčky. Je také opatřeno ploškami pro klíč číslo 21 a jeho součástí je šroubení pro přívod tekutého maziva. Upínání je navrženo z oceli C45E a je kaleno. Prostřednictvím dvou šroubů M6 s válcovou hlavou je uchyceno ke kotevní desce.

### Kotevní deska

Kotevní deska slouží k vedení lícovaného šroubu M12 a je na ní umístěna tlačná pružina. Materiálem této desky je ocel S235JR.

## Pružina

Pro prvotní zkoušky je zvolena tlačná pružina z pružinové oceli od firmy Hennlich, jejíž parametry jsou:

- Tuhost pružiny  $k = 30,94 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$
- Délka volné pružiny  $L_0 = 46 \text{ mm}$
- Délka pružiny v plně zatíženém stavu  $L_n = 28,4 \text{ mm}$
- Střední průměr pružiny  $D = 22 \text{ mm}$
- Průměr drátu pružiny  $d = 3,6 \text{ mm}$

Finální parametry pružiny se určí až při vlastním experimentu.

### 5.1.3 Pevnostní kontrola adaptéru

5.1.3

Pro zajištění správné funkce adaptéru je důležité ověřit jeho bezpečnost k možným mezním stavům. Bude ověřena pouze pohyblivá část adaptéru, která přenáší zatížení. Rizikovým místem je z hlediska průřezu zdvihací tyčka, respektive trubka, která je její součástí. Parametry trubky jsou: vnější průměr  $D_t = 10 \text{ mm}$ , vnitřní průměr  $d_t = 6 \text{ mm}$ , délka  $l_t = 100 \text{ mm}$ , mez kluzu  $Re_t = 565 \text{ MPa}$ , modul pružnosti v tahu  $E_t = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , zatěžující síla  $F_t = 5\,000 \text{ N}$  (maximální síla, na kterou je dimenzováno stávající zkušební zařízení).

#### Bezpečnost k meznímu stavu vzpěrné stability

$$\lambda = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{J}{S_t}}} = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{\frac{\pi(D_t^4 - d_t^4)}{64}}{\frac{\pi(D_t^2 - d_t^2)}{4}}}} = \frac{l_t}{\sqrt{\frac{D_t^4 - d_t^4}{16(D_t^2 - d_t^2)}}} = \frac{100 \text{ mm}}{\sqrt{\frac{10^4 \text{ mm} - 6^4 \text{ mm}}{16(10^2 \text{ mm} - 6^2 \text{ mm})}}} = 34,3 \quad (5-1)$$

$$\lambda_k = \alpha \sqrt{\frac{E_t}{Re_t}} = \sqrt{2\pi} \sqrt{\frac{2,12 \cdot 10^5 \text{ MPa}}{565 \text{ MPa}}} = 85,6 \quad (5-2)$$

Vzhledem k tomu, že  $\lambda < \lambda_k$ , nastane dříve mezní stav pružnosti.

kde:

$\lambda$	[-]	- štíhlost	$d_t$	[mm]	- vnitřní průměr trubky
$l_t$	[mm]	- délka trubky	$\lambda_k$	[-]	- mezní štíhlost
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	- moment setrvačnosti	$\alpha$	[-]	- koeficient uložení
$S_t$	[mm <sup>2</sup> ]	- průřez	$E_t$	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
$D_t$	[mm]	- vnější průměr trubky	$Re_t$	[MPa]	- mez kluzu

### Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti

Nejvíce kritické bude místo, kde je trubka opatřena zápichem. V místě zápichu je vnější průměr trubky  $D_{t2} = 9,8$  mm a součinitel koncentrace  $\alpha_k = 1,6$ .

$$\sigma_m = \alpha_k \frac{F_t}{S_t} = \alpha_k \frac{F_t}{\frac{\pi(D_{t2}^2 - d_t^2)}{4}} = 1,6 \frac{5\,000 \text{ N}}{\frac{\pi(9,8^2 \text{ mm} - 6^2 \text{ mm})}{4}} = 170 \text{ MPa} \quad (5-3)$$

$$k_{MSP} = \frac{Re_t}{\sigma_m} = \frac{565 \text{ MPa}}{170 \text{ MPa}} = 3,3 \quad (5-4)$$

kde:

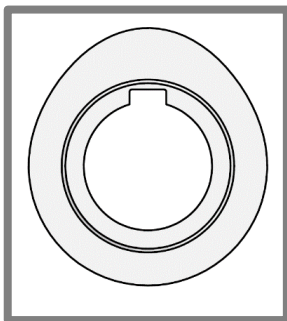
$\sigma_m$	[MPa] - maximální napětí	$D_{t2}$	[mm] - vnější průměr trubky
$\alpha_k$	[-] - součinitel koncentrace	$d_t$	[mm] - vnitřní průměr trubky
$F_t$	[N] - zatěžující síla	$k_{MSP}$	[-] - bezpečnost k MSP
$S_t$	[mm <sup>2</sup> ] - průřez	$Re_t$	[MPa] - mez kluzu

U navržené trubky byla provedena kontrola k meznímu stavu pružnosti a zjistilo se, že skutečné napětí je pod dovolenou hranicí.

## 5.2 Vačka

Vačka byla navržena v programu Autodesk Inventor Professional pomocí funkce Rotační vačka. Tato funkce umožňuje ze zadaných parametrů vygenerovat tvar vačky, vykreslit průběh zdvihu, rychlosti, zrychlení a výslednou sílu působící na zdvihátko. Součástí zadání práce tyto charakteristiky nebyly, proto byla zvolena taková zdvihová funkce, aby průběhy jednotlivých veličin co nejvíce odpovídali skutečnému průběhu ventilových rozvodů u spalovacího motoru. Jako zdroj byla použita literatura [1]. Pro vlastní konstrukci vačky byly zohledněny tyto omezující parametry stávajícího zkušebního zařízení:

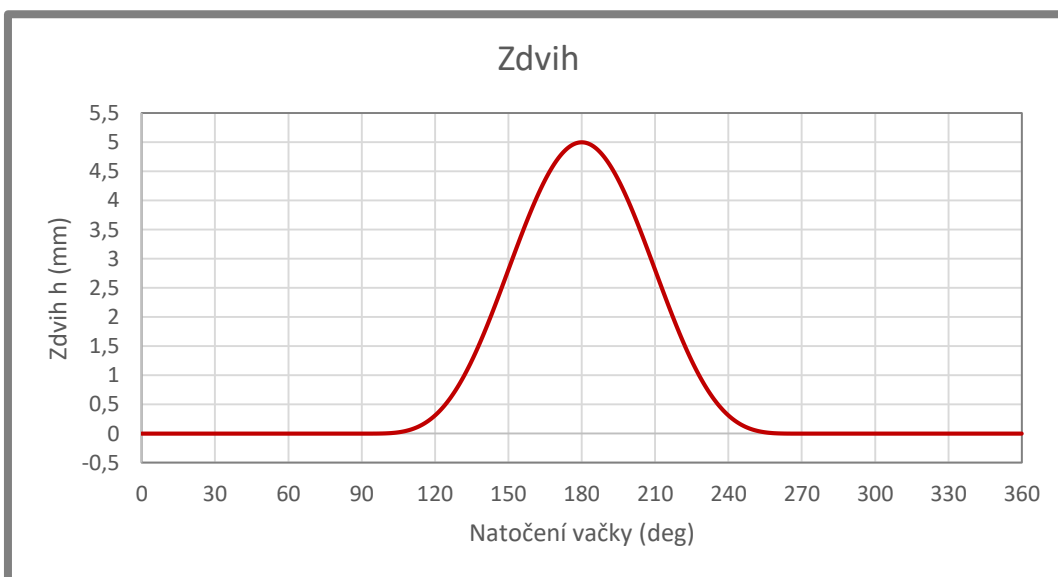
- Maximální zdvih  $h_{max} = 5$  mm
- Průměr hřídele zkušebního zařízení  $d_h = 35$  mm
- Základní průměr vačky  $D_z = 65$  mm
- Zajištění na hřídeli – pero ČSN 02 2562 – 10e7 x 8 x 25



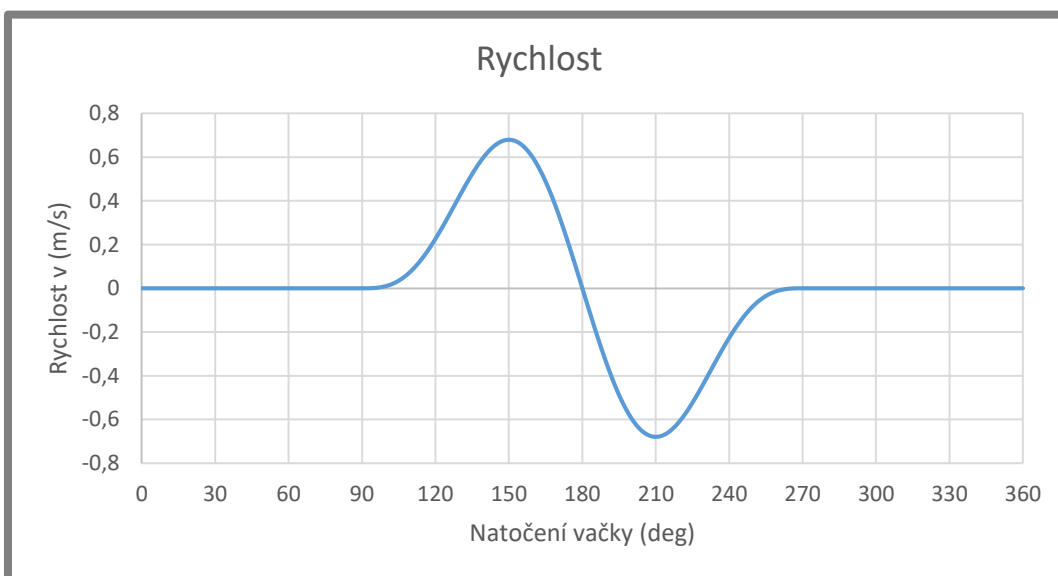
Obr. 5-6 Navržená vačka

Charakteristické veličiny navržené vačky při otáčkách  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  jsou zobrazeny na Obr. 5-7, 5-8 a 5-9. Tyto průběhy jsou vzhledem k zanedbání působícího tření a dalších vlivů pouze teoretické a mohou se lišit od skutečnosti.

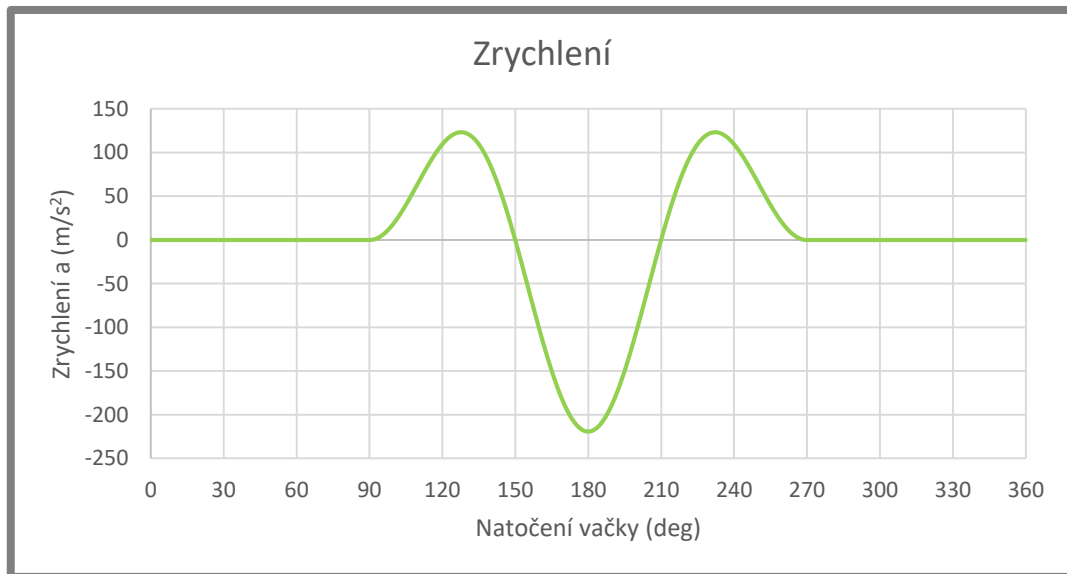
Za materiál vačky je volena ocel ČSN 16 420, která má vysokou mez pevnosti, tvrdost a odolnost proti tlaku. Vačka bude kalena a cementována pro zvýšení odolnosti proti opotřebení.



Obr. 5-7 Průběh zdvihu



Obr. 5-8 Průběh rychlosti



Obr. 5-9 Průběh zrychlení

## 5.3 Mazací soustava

### 5.3.1 Mazací agregát

Mazání je zajištěno agregátem od firmy TriboTec, který má označení SAO 3P4 (Obr. 5-10). Jedná se o mazací agregát pro mazací oleje o objemu 3 litry. Jeho součástí je časovač, na kterém je nastavována doba chodu a doba přestávky. V agregátu je zabudován vnitřní tlakový spínač propojený do časovače. Časovač spouští jednotlivé mazací cykly během doby chodu agregátu. [23]



Obr. 5-10 Mazací agregát SAO 3P4 [23]

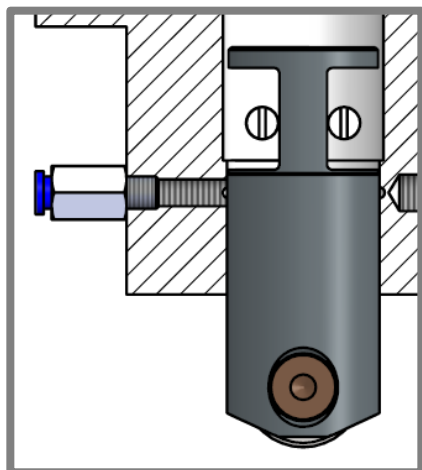
Obvod mazacího systému je dále vybaven dvěma dávkovači série SKIE, které jsou umístěny do rozvodné kostky SKR 1. Z mazacího agregátu je olej tlačěn do rozvodné kostky, z které je následně rozveden pomocí dávkovačů přes nylonové trubky do přípojovacích šroubení na adaptéru. [23]



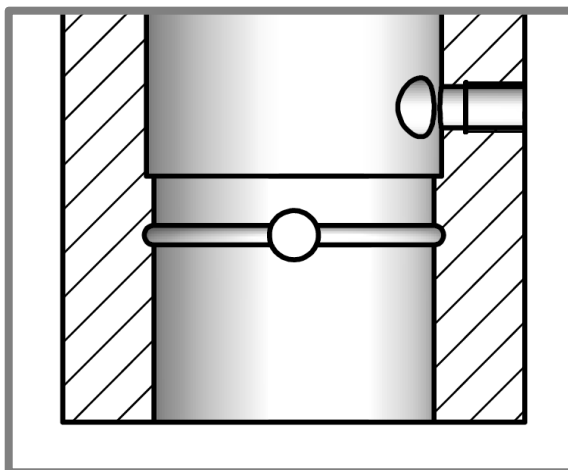
### 5.3.2 Mazání těla zdvihátka

5.3.2

Pro přívod maziva je na vedení pomocí závitu M6 našroubováno nástrčné připojovací šroubení (Obr. 5-11). Do tohoto šroubení je přes nylonovou trubku o vnějším průměru 4 mm přiveden olej. Aby došlo k rovnoměrnému mazání celého povrchu těla zdvihátka, je ve vedení zhotoven mazací kanálek (Obr. 5-12).



Obr. 5-11 Nástrčné šroubení

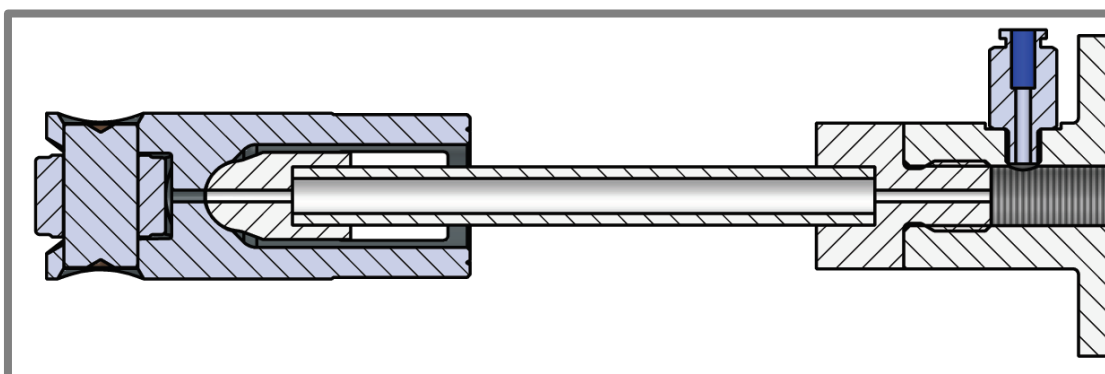


Obr. 5-12 Mazací kanálek

### 5.3.3 Mazání čepu a kladky zdvihátka

5.3.3

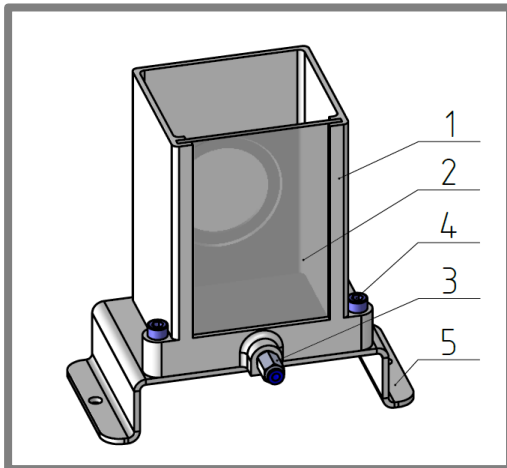
Podobně jako u mazání těla zdvihátka je přívod maziva realizován prostřednictvím nástrčného šroubení. Olej stéká dále skrz upínání, zdvihací tyčku a tělo zdvihátka až k samotnému čepu a kladce (Obr. 5-13).



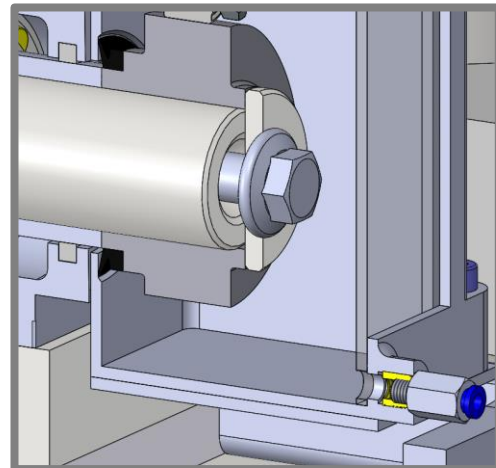
Obr. 5-13 Mazání čepu a kladky zdvihátka

### 5.3.4 Nádržka na olej

Nádržka slouží k zachycení stékajícího oleje z adaptéru a zároveň brání k rozstříku oleje do okolí vlivem rotace vačky. Pro její složitý tvar a z důvodu levného zhotovení bude vyrobena pomocí 3D tisku z materiálu PET, který je díky minimální teplotní roztažnosti vhodný pro tisk velkých objektů a zejména pro tisk mechanických součástí. [24]



Obr. 5-14 Nádržka na olej



Obr. 5-15 Nádržka v testovacím zařízení – řez

1 – plastová nádržka, 2 – vyjímatelné čelo, 3 – mazací šroubení, 4 – šroub M6, 5 – stojan

Součástí plastové nádržky je vyjímatelné přední čelo z plexiskla, které umožňuje montáž a demontáž vačky. V zadní části je otvor zhotovený pro nastrčení nádržky na hřídel. V přední části nádržky je nalisovaná expanzní vložka s vnitřním závitem M6, do které je našroubováno přípojovací nástrčné šroubení sloužící k okamžitému odvodu zachyceného oleje. Olej bude odváděn nylonovou trubicí zpět do mazacího agregátu. Nádržka je přišroubována pomocí dvou šroubů M6 s válcovou hlavou ke stojanu, který je přichycen ke zkušebnímu zařízení.

## 5.4 Měření vibrací

5.4

### 5.4.1 Měřicí zařízení

5.4.1

Průběh vibrací je při testování zaznamenáván měřicím zařízením od firmy VIDITECH, které má označení VIDITECH 2000CV (Obr. 5-16). Jde o osmikanálový digitální přístroj pro měření a vyhodnocování vibrací, teploty a kondice ložiska rotačních strojů. Skrze převodník je možné zařízení propojit s PC, kde pomocí softwaru lze prohlížet výsledky, spravovat samotný přístroj, ovládat a nastavovat ho. [25]



Obr. 5-16 Měřicí zařízení VIDITECH 2000CV [25]



Obr. 5-17 Akcelerometr [25]

### 5.4.2 Snímač vibrací

5.4.2

Snímačem vibrací je akcelerometr s integrovaným teplotním čidlem ATW08 od firmy VIDITECH (Obr. 5-17). Snímač obsahuje měřicí element s citlivostí 100mV/g a integrované teplotní čidlo Pt100 ve vrcholu šroubu M8, který slouží pro montáž na měřené místo. K připojení do přístroje 2000CV slouží kabel s konektorem o délce 3 metry. [25]

## 5.5 Návrh metodiky zkoušky

5.5

K rozvoji únavového poškození zdvihátka se vychází z koncepční varianty 2 – odskok zdvihátka. První zkoušky se provedou na etalonových zdvihátkách. Z těchto zkoušek se následně stanoví referenční vibrační odezva (nárůst vibrací způsobených rozvojem únavového poškození). Porovnáním vzorové odezvy a odezvy testovaného zdvihátka bude vyhodnocena funkčnost sestavy zdvihátka.

Vzhledem k tomu, že je nyní možné určit parametry pružiny a otáčky při zatěžování zdvihátka pouze teoreticky (rovnice 4-17), budou finální parametry stanoveny až při samotné experimentální zkoušce.

### Počáteční nastavení

Nejprve bude vačka nastavena do dolní úvratě, to znamená, že zdvih bude nulový. Následně se vloží zdvihátko do vedení a horním příčnickem se sjede dolů tak, aby došlo ke kontaktu mezi zdvihací tyčkou a zdvihátkem. Pomocí závitové tyče a úchylkoměru se stlačí pružina o 6 mm, což vyvolá předpětí o velikosti 190 N. Velikost předpětí je ověřena siloměrem.

### Fáze 1 – Záběh

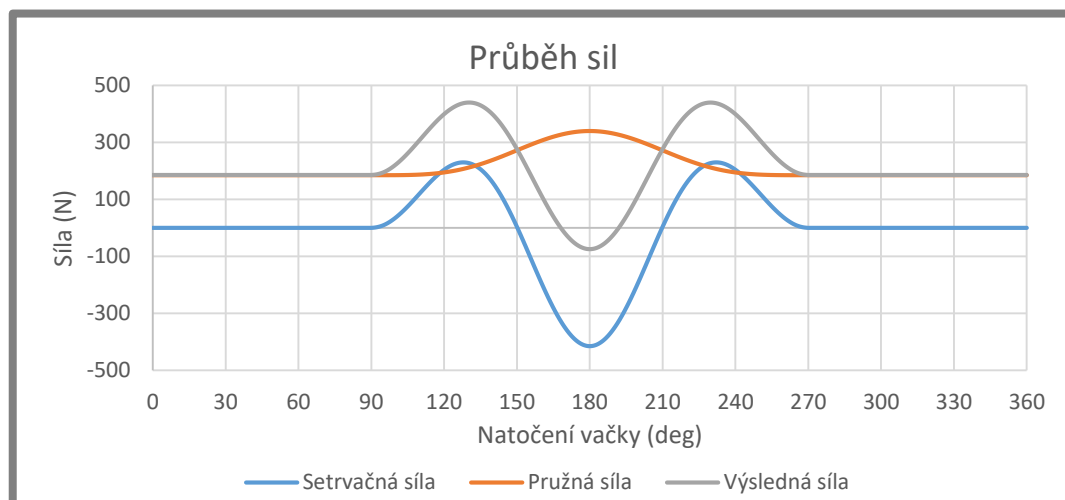
První fáze slouží k záběhu testovacího zařízení a testované součásti. Po počátečním nastavení se spustí motor s otáčkami  $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$  a vyčká se, až dojde k ustálení vibrací. Tyto ustálené vibrace se zaznamenají.

### Fáze 2 – Zatěžování zdvihátka

Otáčky motoru se nastaví na hodnotu  $n_2 = 1\,200 \text{ min}^{-1}$  při kterých by teoreticky mělo dojít k odskoku zdvihátka, viz Obr. 5-18 (výsledná síla mezi zdvihátkem a vačkou nabývá záporné hodnoty). Pokud nedojde k odskakování zdvihátka, otáčky motoru se budou postupně zvyšovat až na hodnotu, kdy k odskoku dojde. Tato hodnota otáček se pro další zkoušky zaznamená. Zatěžování bude probíhat po dobu 10 000 minut. Doba zatěžování může být v průběhu zkoušky upravena.

### Fáze 3 – Porovnání vibrací

V této fázi se sníží otáčky motoru zpět na hodnotu  $n_1 = 100 \text{ min}^{-1}$  a znovu se změří vibrace. Porovnáním počátečních a konečných vibrací se stanoví vibrační odezva testovaného zdvihátka. Tato vibrační odezva by měla odpovídat odezvě referenční. Pokud nárůst vibrací u testovaného zdvihátka bude výrazně větší v porovnání s etalonovým zdvihátkem, bude označeno jako funkčně nevyhovující.



Obr. 5-18 Silové působení

## 5.6 Ekonomická rozvaha

Níže uvedená cenová kalkulace vyráběných a normalizovaných dílů včetně montáže sestavy byla stanovena nejmenovanou společností. Tato cena se tedy může lišit v závislosti na konkrétně zvoleném zhotoviteli. Cena mazacího agregátu a zařízení pro měření vibrací byla stanovena pouze odhadem.

Tab. 2 Ceny jednotlivých komponent

<b>Položka</b>	<b>Cena Kč</b>
Příčnick (celek)	12 900,-
Tyčka zdvihací (celek)	6 865,-
Zajištění (celek)	2 790,-
Vedení	5 420,-
Upínání	3 920,-
Deska kotevní	4 500,-
Podložka pružiny	380,-
Kroužek distanční (2ks)	250,-
Nádržka	2 500,-
Stojan	170,-
Kroužek rozpěrný	4 850,-
Vačka	10 500,-
Normalizované díly + montáž	32 000,-
Mazací agregát	30 000,-
Zařízení pro měření vibrací	30 000,-
<b>Cena celkem: 147 045,-</b>	

## 6 DISKUZE

Hlavním úkolem této práce byla konstrukce adaptéru pro úpravu stávajícího testovacího zařízení. Toto testující zařízení slouží primárně k testování automatických napínáků (tlumičů) automobilových řemenů. Adaptér má sloužit k testování funkčnosti sestavy zdvihátka ventilů. Konstrukce adaptéru byla navržena s ohledem na rozměry stávajícího testovacího zařízení a testovaného zdvihátka. Dále byla provedena kontrola bezpečnosti nejvíce namáhané součásti adaptéru vzhledem k meznímu stavu pružnosti, která vyšla 3,3. Z této hodnoty vyplývá, že i při největším zatěžování (5000 N), na které je testovací zařízení dimenzováno, je vzniklé napětí v ověřované součásti pod dovolenou hranici. Materiál společně s chemicko-tepelným zpracováním jednotlivých částí adaptéru byl volen s ohledem na odolnost vůči opotřebení při testování zdvihátka. Většina dílů je navržena z oceli C45E (tyto díly jsou kaleny) nebo z oceli S235JR. Zajištění polohy zdvihátka je realizováno jednoduchým mechanismem, který umožňuje snadnou výměnu testovaného vzorku.

Další navrhovanou součástí byla vačka. Tvar vačky byl určen pouze teoreticky, jelikož součástí zadání práce nebyly žádné vstupní parametry, které by charakterizovaly průběh zdvihu ve ventilovém rozvodu, jehož součástí je testované zdvihátka. Při jejím návrhu byl také zohledněn průměr hřídele testujícího zařízení, na který má být uložena. Za materiál je zvolena ocel ČSN 16 420, která má po kalení a cementování vysokou odolnost proti tlaku a opotřebení.

Společně s konstrukcí adaptéru byla také navržena mazací soustava, která zaručuje mazání třecích ploch testovaného zdvihátka. Tato soustava se skládá z mazacího agregátu, rozvodné kostky a dvou dávkovačů, které rozdělují olej do jednotlivých míst adaptéru. Pro odvod oleje z oblasti adaptéru slouží nádržka z PET materiálu, jejíž konstrukce je navržena tak, aby umožnila montáž vačky i samotné nádržky.

Při návrhu metodiky zkoušky byl nejprve řešen mechanismus zatěžování zdvihátka. V první variantě by bylo zdvihátka vystaveno vysokému kontaktnímu tlaku, který by způsobil únavové poškození jednotlivých částí zdvihátka. Vzhledem k tomu, že pro vysoký kontaktní tlak by byla potřebná značně velká zatěžující síla, byla tato varianta vyloučena. Z tohoto důvodu byla navržena druhá varianta, při které bude zdvihátka zatěžováno rázy způsobenými odskakováním zdvihátka po vačce. Toho bude dosaženo správným nastavením otáček motoru a vhodnou tuhostí pružiny při samotné experimentální zkoušce. Vlivem rázů dojde k únavovému opotřebení zdvihátka, které se projeví v nárůstu vibrací. Pro měření vibrací bylo navrženo měřící zařízení i potřebný snímač. Z odezvy nárůstu vibrací je po následném porovnání s odezvou etalonového zdvihátka vyhodnocená funkčnost testovaného zdvihátka.

Na závěr byla odhadem stanovena celková kalkulace vyráběných součástí včetně normalizovaných dílů a montáže adaptéru, mazacího agregátu a zařízení pro měření vibrací.

## 7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout adaptér pro úpravu stávajícího testovacího zařízení, na kterém se testují automatické napínáky (tlumiče) automobilových řemenů. Účelem adaptéru je umožnit testování funkčnosti sestavy zdvihátka ventilů.

V kapitole „Současný stav poznání“ jsou popsány ventilové rozvody, druhy vaček a zdvihátek, kinematika a dynamika vačkových mechanismů. Dále jsou zmíněny jednotlivé typy poškození, které mohou nastat u těchto mechanismů. V závěru této kapitoly je zjednodušeně popsán princip mazání a diagnostika rozvoje poškození.

V praktické části je navržena konstrukce adaptéru, způsob mazání testované součásti a vačka, která definuje kinematické veličiny zdvihátka. Dále pak i zařízení pro měření vibrací, které bude využito při experimentální zkoušce. Metodika této zjednodušené zkoušky je popsána v poslední kapitole konstrukčního řešení.

Většina cílů vyplývajících ze zadání byla splněna. Výjimku tvoří finální návrh pružiny a otáček motoru při zatěžování zdvihátka během zkoušky. Tento problém bude vyřešen až při samotném zkoušení. Výstupem práce je kompletní výkresová dokumentace, konstrukční zpráva a návrh metodiky zjednodušené zkoušky.

## 8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] OPLUŠTIL, Tomáš. *Vyšetření dynamického namáhání ventilového rozvodu OHV*. Brno, 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Rauscher, CSc.
- [2] PŘESLIČKA, Jarosla. *Ventilové rozvody čtyřdobých spalovacích motorů*. Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [3] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [4] Ventilové Rozvody. In: *Fyingshadows: Ventilové Rozvody* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: [http://www.flyingshadows.cz/res/pic/novinky/ventilove\\_rozvody\\_image004.jpg](http://www.flyingshadows.cz/res/pic/novinky/ventilove_rozvody_image004.jpg)
- [5] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. UADI .Studijni opory Brno
- [6] SHAKOOR, Mwafak Mohammed. *Fatigue life investigation for cams with translating roller-follower and translating flat-face follower systems*. Ames, Iowa, 2006. Disertace. Iowa State University. Vedoucí práce Donald Flugrad, Abir Qamhiyah.
- [7] HAROLD A. ROTHBART a EDITOR. *Cam design handbook*. New York: McGraw-Hill, 2004. ISBN 0071433287.
- [8] NORTON, Robert L. *Cam Design and Manufacturing Handbook*. 2nd edition. New York: Industrial Press, 2009. ISBN 978-0-8311-3367-2.
- [9] Cam types. In: *Me mechanical* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <https://cdn.me-mechanicalengineering.com/wp-content/uploads/2015/12/cam-types.png>
- [10] MOTEJL, Vladimír a Karel HOREJŠ. *Učebnice pro řidiče a opraváře automobilů*. 3. vydání. Brno: Littera, 2004. ISBN 80-85763-24-9.
- [11] Me mechanical. *Me mechanical* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <https://me-mechanicalengineering.com/cams-followers-types/>
- [12] Measured lift curve. In: *South Bay Riders* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <https://www.southbayriders.com/forums/attachments/408168/>
- [13] Contact. In: *Advanced Mechanical Engineering Solutions* [online]. [cit. 2017-05-12]. Dostupné z: <http://www.amesweb.info/HertzianContact/Images/ContactConfigurations.jpg>
- [14] Pall Corporation. In: *Pall Corporation* [online]. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://ru.pall.com/main/industrial-manufacturing/why-is-filtration-import-ant-3779.page>
- [15] 4. Opatření strojních soustav a vznik poruch. In: *DOCPLAYER* [online]. [cit. 2017-02-25]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/183598-4-opotrebeni-strojnich-soustav-a-vznik-poruch.html>
- [16] KOLÁŘ, Dušan. *Části a mechanismy strojů*. Brno: Nakladatelství Vysoké učení technické v Brně, 1991. ISBN 80-214-0371-3.



- [17] PAZOUR, Martin. *Analýza odvalování rolny na čepu turbodmychadla*. Brno, 2013. Diplomová. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [18] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2001. ISBN 80-85920-76-X.
- [19] PTÁČEK, Tomáš. *Konstrukce experimentálního zařízení pro vizualizaci axiálních sil ve šroubových spojích*. Brno, 2016. Bakalářská. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.
- [20] MAZAL, Pavel, Luboš PAZDERA a Jaroslav SMUTNÝ. *Identifikace kontaktního poškození materiálů a ložisek metodou akustické emise*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. ISBN 978-80-214-3826-2.
- [21] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. *Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu*. Praha: BEN - technická literatura, 2006. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-7300-158-6.
- [22] *Preventing Catastrophic Camshaft Lobe Failures in Low Emission Diesel Engines*. 2000, **2000**(1). ISSN 0148-7191.
- [23] TriboTec. *TriboTec* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.tribotec.cz>
- [24] Prusa3D. *Prusa3D* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.prusa3d.cz/materialy/>
- [25] VIDITECH. *VIDITECH* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://viditech.cz/index.php/home-cs/>

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

### Seznam použitých zkratk

CIH	Camshaft In Head
DOHC	Double Overhead Camshaft
IOE	Inter Over Exhaust
MSP	Mezní Stav Pružnosti
OHC	Over Head Camshaft
OHV	Over Head Valves
SOHC	Single Over Head Camshaft
SV	Side Valves

### Seznam symbolů a veličin

$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- zrychlení
$a_z$	[m·s <sup>-2</sup> ]	-zrychlení zdvihátka
$b$	[m]	- šířka kontaktní plochy
$d$	[mm]	- průměr drátu pružiny
$D$	[mm]	- střední průměr pružiny
$D_{\check{c}}, D_{\check{c}max}, D_{\check{c}min}$	[mm]	- průměry
$d_h$	[mm]	- průměr hřídele
$D_k, D_{kmax}, D_{kmin}$	[mm]	- průměry
$d_t$	[mm]	- vnitřní průměr trubky
$D_t$	[mm]	- vnější průměr trubky
$D_{t2}$	[mm]	- vnější průměr trubky
$D_z$	[mm]	- základní průměr vačky
$E, E_t, E_{oc}, E_1, E_2$	[MPa]	- modul pružnosti v tahu
$F$	[N]	- zatěžující síla
$F_{Ext}$	[N]	- vnější síly
$F_g$	[N]	- gravitační síla
$F_n$	[N]	- normálová síla
$F_p$	[N]	- pružná síla
$F_t$	[N]	- zatěžující síla
$F_z$	[N]	- setrvačná síla
$F_1, F_2, F_3$	[N]	- zatěžující síly
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- gravitační zrychlení
$h_{max}$	[mm]	- maximální zdvih
$J$	[mm <sup>4</sup> ]	- moment setrvačnosti
$k$	[N·m <sup>-1</sup> ]	- tuhost pružiny
$k_{MSP}$	[-]	- bezpečnost k MSP
$l$	[m]	- délka kontaktu
$L_n$	[m]	- délka pružiny v zatíženém stavu
$l_t$	[mm]	- délka trubky
$L_0$	[m]	- délka volné pružiny
$m$	[kg]	- hmotnost

---

$m_z$	[kg]	- hmotnost zdvihátka
$r$	[m]	- poloměr
$r_{1x}, r_{1y}, r_{2x}, r_{2y}$	[mm]	- poloměry
$Re_t$	[MPa]	- mez kluzu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	- kontaktní plocha
$S_t$	[mm <sup>2</sup> ]	- průřez
$t$	[s]	- čas
$w$	[-]	- korekční součinitel
$y$	[m]	- zdvih
$\dot{y}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	- rychlost
$\ddot{y}$	[m·s <sup>-2</sup> ]	- zrychlení
$\alpha$	[-]	- koeficient uložení
$\alpha_k$	[-]	- součinitel koncentrace
$\delta$	[m]	- předpětí
$\theta$	[rad]	- úhel natočení vačky
$\lambda$	[-]	- štíhlost
$\lambda_k$	[-]	- mezní štíhlost
$\mu, \mu_{oc}, \mu_1, \mu_2$	[-]	- Poissonova konstanta
$\rho$	[-]	- křivost
$\rho_{1x}, \rho_{1y}, \rho_{2x}, \rho_{2y}$	[-]	- křivosti
$\sigma_m$	[MPa]	- maximální napětí
$\sigma_{zmax}$	[MPa]	- kontaktní tlak
$\sigma_{zmax1}, \sigma_{zmax3}$	[MPa]	- kontaktní tlak
$\phi$	[rad]	- úhel záběru
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	- úhlová rychlost vačky

**10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ**

<b>Obr. 2-1</b> Mechanické ventilové rozvody [3]	15
<b>Obr. 2-2</b> Dvouventilový OHV rozvod [4]	16
<b>Obr. 2-3</b> Čtyřventilový OHV rozvod [5]	16
<b>Obr. 2-4</b> Typy vaček a) Radiální vačka, b) Bubnová vačka, c) Lineární vačka [9]	17
<b>Obr. 2-5</b> Radiální vačky a) tangenciální, b) s dutým bokem, c) harmonická [10]	18
<b>Obr. 2-6</b> Rotační zdvihátko [8]	18
<b>Obr. 2-7</b> Translační zdvihátko [8]	18
<b>Obr. 2-8</b> Tvarové varianty zdvihátek [7]	19
<b>Obr. 2-9</b> Vačka s nuceným stykem a oscilačním zdvihátkem [8]	20
<b>Obr. 2-10</b> Vačka s nuceným stykem a translačním zdvihátkem [8]	20
<b>Obr. 2-11</b> Konjugovaná vačka [8]	20
<b>Obr. 2-12</b> Zdvihový diagram OHV rozvod [12]	21
<b>Obr. 2-13</b> Silové působení [6]	24
<b>Obr. 2-14</b> Kontakt dvou válců [13]	25
<b>Obr. 2-15</b> Detail povrchu [6]	27
<b>Obr. 2-16</b> Mechanismus adheze [14]	28
<b>Obr. 2-17</b> Adhezivní opotřebení čepu [15]	28
<b>Obr. 2-18</b> Mechanismus abraze [14]	29
<b>Obr. 2-19</b> Abrazivní opotřebení pístu spalovacího motoru [15]	29
<b>Obr. 2-20</b> Kontaktní únava [6]	30
<b>Obr. 2-21</b> Kontaktní únava [6]	30
<b>Obr. 2-22</b> Stribeckova křivka [19]	31
<b>Obr. 3-1</b> Zdvihátko 1850160C3	33
<b>Obr. 3-2</b> Opotřebení čepu [22]	33
<b>Obr. 3-3</b> Testovací zařízení	34
<b>Obr. 4-1</b> Konstrukční varianta 1	35
<b>Obr. 4-2</b> Konstrukční varianta 2	36
<b>Obr. 5-1</b> Výsledné řešení	41
<b>Obr. 5-2</b> Pevná část adaptéru	42
<b>Obr. 5-3</b> Zajištění polohy zdvihátka	43
<b>Obr. 5-4</b> Pohyblivá část adaptéru - řez	43
<b>Obr. 5-5</b> Pohyblivá část adaptéru	44
<b>Obr. 5-6</b> Navržená vačka	46
<b>Obr. 5-7</b> Průběh zdvihu	47
<b>Obr. 5-8</b> Průběh rychlosti	47
<b>Obr. 5-9</b> Průběh zrychlení	48
<b>Obr. 5-10</b> Mazací agregát SAO 3P4 [23]	48
<b>Obr. 5-11</b> Nástrčné šroubení	49
<b>Obr. 5-12</b> Mazací kanálek	49
<b>Obr. 5-13</b> Mazání čepu a kladky zdvihátka	49
<b>Obr. 5-14</b> Nádržka na olej	50
<b>Obr. 5-15</b> Nádržka v testovacím zařízení – řez	50
<b>Obr. 5-16</b> Měřící zařízení VIDITECH 2000CV [25]	51
<b>Obr. 5-17</b> Akcelerometr [25]	51
<b>Obr. 5-18</b> Silové působení	52

**11 SEZNAM TABULEK**

**11**

---

**Tab. 1** Kombinace materiálů [7]

29

**Tab. 2** Ceny jednotlivých komponent

53

**12 SEZNAM PŘÍLOH****Výkresy sestavení**

1-163008-0000	Testovací zařízení
1-163008-1000	Adaptér
3-163008-1100	Příčnick spodní
4-163008-1200	Tyčka zdvihací
4-163008-1300	Zajištění
3-163008-2000	Nádržka na olej

**Výrobní výkresy**

3-163008-0001	Vačka
4-163008-0002	Kroužek rozpěrný
3-163008-0003	Podstava stojanu
3-163008-1001	Vedení
3-163008-1002	Upínání
3-163008-1003	Deska kotevní
4-163008-1004	Podložka pružiny
4-163008-1005	Kroužek distanční
4-163008-1101	Pouzdro svěrné
4-163008-1102	Příčnick
4-163008-1201	Čep opěrný
4-163008-1202	Trubka
4-163008-1203	Opěrka
4-163008-1301	Kolík
4-163008-1302	Úchytka
2-163008-2001	Nádržka
4-163008-2002	Čelo nádržky
3-163008-2003	Stojan