



České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav 12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a  
kolejových vozidel

# **Klikový mechanismus pro experimentální jedno- válcový motor**

## Crank Mechanism for Experimental Single Cylinder Engine

Diplomová práce

Autor práce: Bc. Jakub Souček

Vedoucí práce: Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

Studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Dopravní, letadlová a transportní technika

Praha 2016

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Souček** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **397309**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Klíkový mechanismus pro experimentální jednoválcový motor**

Název diplomové práce anglicky:

**Crank Mechanism for Experimental Single Cylinder Engine**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte úpravy klikového mechanismu jednoválcového zkušebního motoru na připojení válcové jednotky zážehového automobilního motoru ŠKODA o vrtání 74,5 mm a zdvihu 85,9 mm. Provedte pevnostní kontrolu klikového hřídele s ohledem na maximální spalovací tlak 130 barů a maximální otáčky 6000 1/min. Zkontrolujte a navrhněte vývažky pro vyvážení klikového hřídele a posuvných setrvačných hmot 1. řádu. Zkontrolujte torzní kmity soustavy klikový mechanismus ? setrvačnick ? pružná spojka ? dynamometr. Zkontrolujte limity extrémního časování ventilů z hlediska bezpečnosti proti kontaktu pístu a ventilů. Vytvořte výrobní dokumentaci klikového hřídele a pohonu příslušenství.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jiří Vávra Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

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

,

Datum zadání diplomové práce: **26.10.2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.01.2017**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_



Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry



Podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

1.11.2016

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

## **ABSTRAKT**

Práce se zabývá úpravou klikového mechanismu zkušebního jednoválcového motoru AVL 5402. Tato práce je součástí většího projektu kompletní přestavby tohoto motoru ze vznětového na zážehový. V úvodu je představena současná podoba motoru AVL 5402 a jsou navrženy varianty přestavby motoru. Pro zvolenou variantu je navrženo konstrukční řešení jednotlivých dílů klikového mechanismu. Následně je proveden návrh vývažků rotačních hmot a posuvných hmot prvního řádu. V další části je provedena pevnostní kontrola klikového mechanismu. Poté byla provedena kontrola namáhání pružných spojek soustavy umístěných mezi motorem a dynamometrem. Dále bylo provedeno několik dalších kontrol. V závěru je zhodnoceno splnění cílů a navrženy náměty pro další práci. Výkresová dokumentace k jednotlivým dílům je k práci přiložena.

**Klíčová slova:** spalovací motor, zkušební motor, jednoválcový motor, klikový mechanismus

## **ABSTRACT**

This thesis deals with a design of a crank mechanism for a single cylinder research engine. Possibilities of modification of the present single cylinder engine are considered in the first part of this thesis. The second part of the thesis consists of designing each part of the crank mechanism and designing balancers. The next part consists of stress analysis of the crank mechanism. Then, there is a torsional analysis of the engine-coupling-dynamometer system. Several other control calculations were performed in the next part. The conclusion section summarizes the achievements of the thesis and suggests possibilities for further progress. Technical drawings for individual parts are attached to the thesis.

**Keywords:** combustion engine, research engine, single cylinder engine, crank mechanism

## **Bibliografická citace mé práce**

SOUČEK, Jakub. Klikový mechanismus pro experimentální jednoválcový motor. Praha, 2016. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Vávra, Ph.D.

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Jiřího Vávry, Ph.D., a s použitím uvedené literatury.

V Praze dne: .....

Podpis: .....

### **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Ing. Jiřímu Vávrovi, PhD., za vedení a odborné rady při psaní této práce. Dále bych za cenné rady chtěl poděkovat panu Ing. Jindřichovi Hořenínovi, panu Ing. Václavovi Zoulovi, CSc., panu Ing. Milanovi Rudolfovi a ostatním členům vývojového týmu ve společnosti ŠKODA AUTO a.s.

# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>7</b>
<b>1 PŘESTAVBA ZKUŠEBNÍHO MOTORU AVL</b> .....	<b>8</b>
1.1 ZKUŠEBNÍ MOTOR AVL 5402.....	8
1.2 PŘESTAVBA ZKUŠEBNÍHO MOTORU AVL 5402.....	10
1.3 NAVRHOVANÉ PARAMETRY NOVÉHO MOTORU .....	11
1.4 MOŽNOSTI PŘESTAVBY.....	12
1.5 VÝCHOZÍ STAV PROJEKTU .....	13
<b>2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KLIKOVÉHO MECHANISMU</b> .....	<b>15</b>
2.1 ZATĚŽOVACÍ STAV MOTORU.....	15
2.2 NÁVRH KLIKOVÉ HŘÍDELE.....	16
2.3 NÁVRH PÍSTNÍ SKUPINY .....	17
2.4 VOLBA OJNICE.....	23
2.5 NÁVRH SETRVAČNÍKU .....	23
2.6 NÁVRH ULOŽENÍ ŘEMENIC A ŠESTIHRANU NA KLIKOVÉ HŘÍDELI .....	24
2.7 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU .....	29
<b>3 KONTROLNÍ VÝPOČTY</b> .....	<b>31</b>
3.1 VÝPOČET STATICKÉ BEZPEČNOSTI KLIKOVÉ HŘÍDELE .....	31
3.1.1 Podmínky výpočtu .....	31
3.1.2 Analytický výpočet statické bezpečnosti .....	32
3.1.3 Výpočet statické bezpečnosti pomocí MKP .....	37
3.2 VÝPOČET TORZNÍHO KMITÁNÍ PRUŽNÝCH SPOJEK .....	38
3.3 KONTROLA HLAVNÍCH LOŽISEK KLIKOVÉ HŘÍDELE .....	46
3.4 KONTROLA SETRVAČNÍKU.....	49
3.5 KONTROLA VELIKOSTI KOMPRESNÍHO POMĚRU .....	50
<b>4 ZÁVĚR</b> .....	<b>52</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b> .....	<b>53</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b> .....	<b>54</b>
<b>SEZNAM TABULEK</b> .....	<b>56</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>57</b>

## ÚVOD

V roce 2015 se prodalo po celém světě 90 milionů automobilů. Největším a rychle se rozvíjejícím trhem byla v roce 2015 Čína s 25 miliony prodaných automobilů. Následovaná USA s 17 miliony prodaných automobilů a Evropou s 16 miliony prodaných automobilů [1]. Ekologický dopad jednotek pohánějící tyto vozidla je v současnosti velmi diskutovaným tématem.

Trendem poslední doby je užití spalovacích motorů značně omezit. Například dotační politika v Norsku způsobila nárůst počtu plug-in hybridů a plně elektrických automobilů na 22% z celkového počtu prodaných automobilů [2]. Pohon prostřednictvím spalovacího motoru je však celosvětově stále silně dominantní. Všechny rozumné prognózy říkají, že není ani ve výhledu doba, kdy by spalovací motory zmizely [3].

Spalovací motory podléhají neustálému vývoji. Impulzem k vývoji stále modernějších pohonných jednotek je jednak tlak ze strany zákazníka na vyšší výkon a nižší spotřebu a dále tlak legislativní, požadující především snižování emisí zdraví škodlivých spalin a emisí oxidu uhličitého, který podle dosavadních výzkumů způsobuje globální oteplování.

V rámci výzkumu chování spalovacího motoru se používá zkušebních jednoválcových motorů. Cílem této práce je navrhnout úpravy klikového mechanismu zkušebního jednoválce AVL 5402 nacházejícího se ve výzkumném centru spalovacích motorů v Roztokách u Prahy na připojení válcové jednotky zážehového automobilního motoru Škoda o vrtání 74,5 mm a zdvihu 85,9 mm. Upravený klikový mechanismus bude dále podroben několika kontrolami.

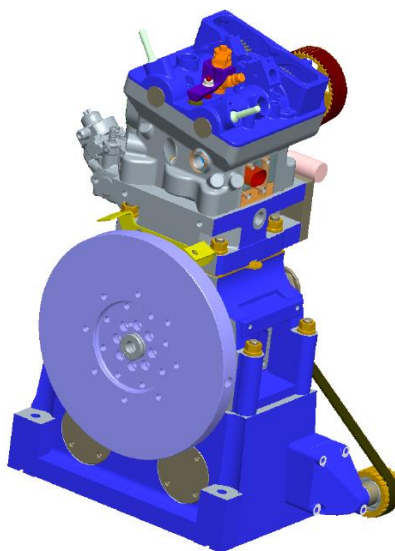
Tato práce je součástí většího projektu kompletní přestavby zkušebního motoru AVL 5402. Cílem projektu je upravit vznětový motor AVL na zážehový s tím aby geometricky odpovídal sériovému motoru Škoda 1,5 MPI. Motor má být dimenzován na maximální spalovací tlak 130 barů a maximální otáčky  $6000 \text{ min}^{-1}$ . Na tomto projektu pracuje tým několika studentů a každý má na starost určitou konstrukční skupinu motoru.

Důvodem pro projekt přestavby zkušebního motoru AVL je, že ČVUT získá možnost měřit na zážehovém zkušebním jednoválci. Dále, jelikož jsou požadované geometrické parametry zkušebního motoru shodné s víceválcovou jednotkou od společnosti Škoda Auto a.s., budou výsledky zkoušek přenositelné na víceválcovou referenční jednotku. Na motoru se budou zkoušet různá nestandardní nastavení, spalování alternativních paliv, přeplňování vysokým tlakem, různé nastavení časování rozvodů apod.

# 1 PŘESTAVBA ZKUŠEBNÍHO MOTORU AVL

## 1.1 Zkušební motor AVL 5402

Do výzkumného ústavu ve VTP Roztoky byl v roce 2012 pořízen zkušební jednoválcový motor AVL 5402.088 (viz obr. 1). Jedná se o čtyřdobý vznětový přeplňovaný motor s přímým vstříkem paliva do spalovacího prostoru. Palivo je do spalovacího prostoru vstřikováno pomocí vysokotlakého systému Common Rail. Motor má dvě protiběžné vyvažovací hřídele pro vyvážení posuvných hmot prvního řádu. Kompresní poměr lze měnit pomocí vložek mezi klikovou skříň a blokem válce.

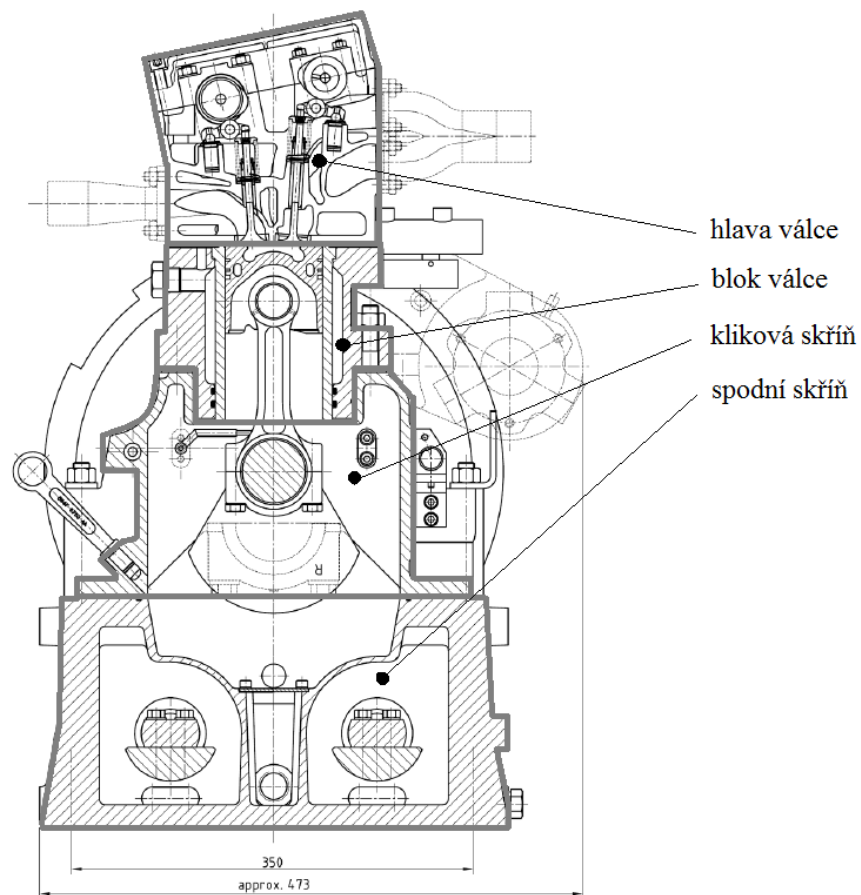


obr. 1 Motor AVL [4]

Motor je složen ze čtyř základních konstrukčních celků (viz obr. 2.). Ve spodní části je spodní skříň. Ve spodní skříni jsou uloženy vyvažovací hřídele a dále je skříň vybavena otvory pro montáž motoru k podložce. Na spodní skříň je přišroubována kliková skříň. Do klikové skříně je vsazen a přišroubován blok válce. Na bloku válce je přišroubována hlava válce s víkem ventilů.

Motor je přeplňován externím kompresorem s vlastním pohonem. Kompresor zvládá přeplňovat motor přetlakem o maximální velikosti 3 bary. Vodní a olejové hospodářství je též řešeno jako externí s pohonem nezávislým na chodu spalovacího motoru. Pro další parametry motoru viz tab. 1.



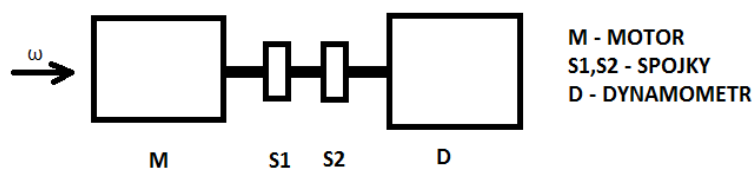


obr. 2 Schéma motoru AVL [4]

tab. 1 Parametry motoru AVL 5402

	<b>AVL 5402</b>
<b>Počet válců</b>	1
<b>Vrtání [mm]</b>	85
<b>Zdvih [mm]</b>	90
<b>Zdvihový objem [cm<sup>3</sup>]</b>	510,7
<b>Zdvihový objem jednoho válce [cm<sup>3</sup>]</b>	510,7
<b>Kompresní poměr</b>	17-17,5:1
<b>Rozvody</b>	DOHC
<b>Maximální výkon [kW]</b>	16
<b>Maximálně možný spalovací tlak [bar]</b>	150
<b>Vyvážení posuvných hmot</b>	1. řádu
<b>Maximální otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>	4500

Motor je na měřicím stanovišti připojen k dynamometru. K přenosu točivého momentu mezi motorem a dynamometrem je použita spojovací hřídel s dvěma pružnými spojkami pro tlumení torzních kmitů soustrojí. Pro schéma soustrojí viz obr. 3.



obr. 3 Schéma soustrojí

Na jednoválci AVL byla prováděna různá výzkumná měření. Zkoumalo se zde kombinované spalování dvou paliv. Plynné palivo (v tomto případě CNG) se zapaluje pilotní dávkou nafty. Dále se na motoru zkoumalo například spalování několika dalších alternativních paliv. Na motoru se po dobu jeho fungování nevyskytly žádné větší problémy.

## 1.2 Přestavba zkušebního motoru AVL 5402

V rámci projektu Centra kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka vzešla potřeba na možnost měření na zážehovém zkušebním motoru. V návaznosti na tento požadavek je navrhována přestavba vznětového zkušebního motoru AVL 5402 na zážehový zkušební motor. Cílem této práce je navrhnout konstrukční řešení klikového mechanismu tohoto zkušebního motoru pro připojení válcové jednotky zážehového automobilního motoru Škoda o vrtání 74,5 mm a zdvihu 85,9 mm a provést několik kontrol.

Pro projekt přestavby zkušebního motoru byl sestaven tým několika studentů, kde se každý člen věnuje jednomu konstrukčnímu celku. Studenti spolupracují se zaměstnanci ČVUT a se zaměstnanci vývoje spalovacích motorů společnosti Škoda Auto a.s. Studenti mohou konzultovat s odborníky na danou konstrukční skupinu motoru a mají přístup k modelům a výkresové dokumentaci dílů použitých na sériově vyráběných motorech společnosti Škoda Auto a.s. Dále byla studentům poskytnuta dokumentace ke zkušebnímu motoru AVL s výrobními výkresy několika hlavních dílů motoru.

Z důvodu udržení nižších nákladů na projekt je pro stavbu motoru požadováno použít co nejvíce původních dílů motoru AVL a co nejvíce sériových dílů, či upravených sériových dílů od společnosti Škoda Auto a.s.

Důvodem přestavby zkušebního motoru je potřeba měření na zážehovém motoru. Na zážehovém zkušebním jednoválci se bude zkoušet pokročilé spalování, spalování alternativních paliv, kom-

binace přímého a nepřímého vstřikování paliva, přeplňování velmi vysokým tlakem, vypínání jednotlivých ventilů, různé časování, atd.

Jelikož bude motor geometricky podobný se sériovým motorem společnosti ŠKODA AUTO a.s., budou výsledky měření přenositelné na referenční víceválcovou jednotku. Na zkušebním jednoválci se budou moci zkusit jak sériové, tak prototypové hlavy (adaptér na bloku válce umožní připojení víceválcové hlavy na jednoválcový blok), písty, ojnice apod. Výsledky měření na zkušebním jednoválci mohou tedy sloužit jako podnět vývojářům ze společnosti ŠKODA AUTO a.s. k ověření funkčnosti jednotlivých prototypových dílů a případným konstrukčním změnám a optimalizacím dílů sériových.

### 1.3 Navrhované parametry nového motoru

Bude se tedy jednat o zážehový motor, přeplňovaný externě pomocí kompresoru, který vydrží namáhání od maximálního spalovacího tlaku 130 bar. Geometrické parametry motoru (vrtání, zdvih, tvar spalovacího prostoru, sací a výfukové kanály) by se měli co nejvíce přiblížit parametrům sériového zážehového motoru řady EA211 od společnosti ŠKODA AUTO a.s. Jako referenční víceválcová jednotka byl zvolen čtyřválcový motor 1,5 MPI. Navrhované vrtání a zdvih jednoválcového motoru je tedy identické s jednotkou 1,5 MPI. Motor 1,5 MPI je zážehový, atmosféricky plněný motor navržený pro provoz na rozvíjejících se trzích (Čína, Rusko, Indie, Jižní Amerika). Motor může pracovat v prašnějším prostředí, v různých klimatických podmínkách, dokáže spalovat méně kvalitní benzin a splňuje mírnější emisní předpisy. Parametry zkušebního jednoválce AVL a nově navrhovaného motoru jsou uvedeny v tab. 2.

tab. 2 Porovnání parametrů původního a navrhovaného motoru

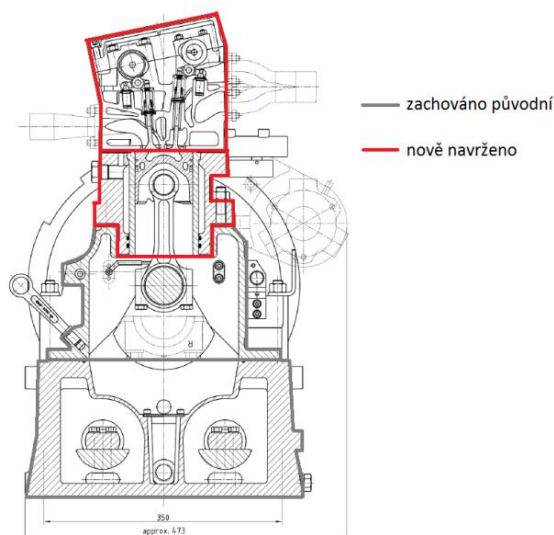
	<b>Parametry původního motoru AVL 5402</b>	<b>Navrhované parametry nového motoru</b>
<b>Typ motoru</b>	vznětový	zážehový
<b>Vrtání [mm]</b>	85	74,5
<b>Zdvih [mm]</b>	90	85,9
<b>Zdvihový objem jednoho válce [cm<sup>3</sup>]</b>	510,7	374,5
<b>Plnění</b>	přeplňovaný	přeplňovaný
<b>Maximálně možný spalovací tlak [bar]</b>	150	130
<b>Maximální otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>	4500	6000

## 1.4 Možnosti přestavby

Přestavba motoru lze pojmout dvěma hlavními směry. V obou navrhovaných variantách uvažujeme použití stávajícího dynamometru a spojovací hřídele s pružnými spojkami mezi motorem a dynamometrem v nezměněné podobě.

### Varianta A – zachování původní spodní skříňe a klikové skříňe AVL

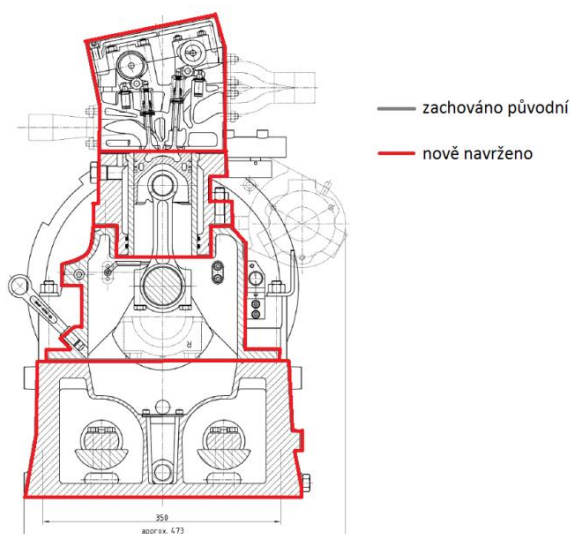
První varianta (viz obr. 4) je jednodušší. Je zachována spodní skříň s vyvažovacími hřídelemi, kliková skříň a setrvačnick. Nahrazeny jsou následující díly: kliková hřídel, ojnice, pístní skupina, blok motoru, vývažky na vyvažovacích hřídelích, hlava válců s ventilovým víkem a pohon rozvodů. Dále je uvažováno použití této varianty.



obr. 4 První varianta přestavby zkušební motoru [4]

### Varianta B – výroba celého motoru včetně spodní a klikové skříňe

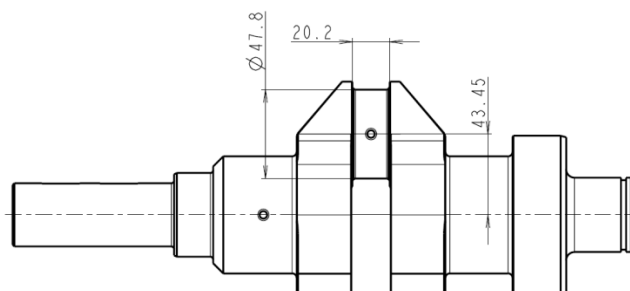
V druhé variantě (viz obr. 5) by se vyrobila i spodní skříň a kliková skříň a tím by byly vyrobeny všechny komponenty pro sestavení kompletně nového motoru. Nutnost výroby spodní skříňe a klikové skříňe by přestavbu motoru prodražil. Na druhou stranu si můžeme navrhnout vlastní uložení klikové hřídele i s hlavními ložisky. Původní vznětový jednoválec by zůstal sestaven, odpojil se od agregátu na měřicím stanovišti a vyměnil se za kompletně sestavený zážehový zkušební motor.



obr. 5 Druhá varianta přestavby zkušební motoru [4]

## 1.5 Výchozí stav projektu

Projekt přestavby zkušební jednotky AVL byl tématem již bakalářské práce autora. Výstupem této práce bylo provedení studie úprav klikového mechanismu zkušební motoru a první konstrukční studie klikové hřídele pro daný motor (obr. 6). Tato problematika je nadále v této práci rozpracovávána detailněji.



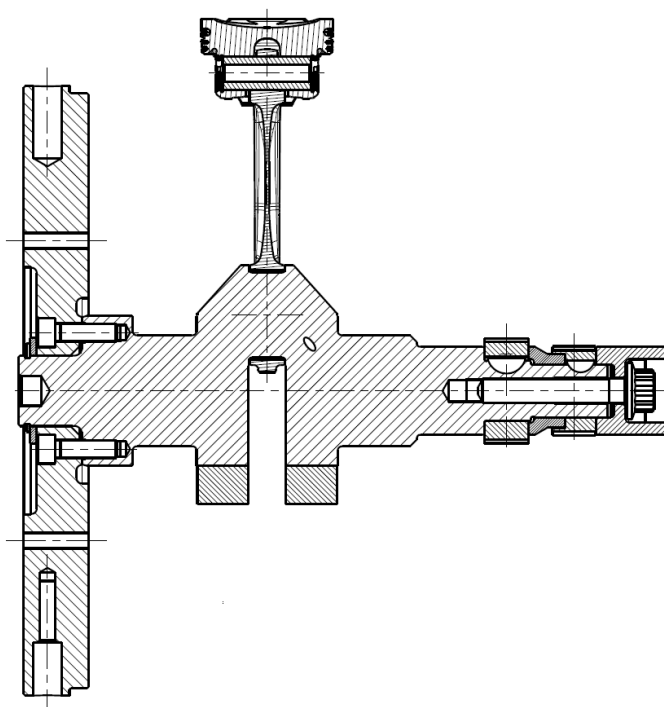
obr. 6 První studie klikové hřídele

V bakalářské práci autora byly navrženy tři celkové koncepce úpravy zkušební jednotky. První koncepce spočívala v použití celého čtyřválcového bloku válců referenčního motoru a deaktivace třech válců. Druhá varianta spočívala v zachování současné podoby bloku válců zkušební motoru. Třetí možností bylo použití upraveného bloku válců čtyřválcového referenčního motoru, kde by se použil jeden válec, a ostatní by se od bloku oddělili. Po zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých variant byla zvolena varianta druhá. Dále bylo zhodnoceno, že nelze použít původní klikovou hřídel AVL, ani upravenou klikovou hřídel sériového motoru řady EA211. Proto bude muset být navržena nová kliková hřídel. Poté bylo provedeno zhodnocení návrhu několika dalších konstrukčních prvků klikového mechanismu.

Moji kolegové zpracovali v jejich pracích předběžné návrhy konstrukce bloku válce, hlavy válce, víka ventilů a pohonu rozvodů. V tomto týmu lidí se na konstrukci motoru dále pokračuje. Další kolega provedl výpočet vyvážení motoru, který byl v této práci použit pro návrh vývažků na vyvažovacích hřídelích a na klikové hřídeli.

## 2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KLIKOVÉHO MECHANISMU

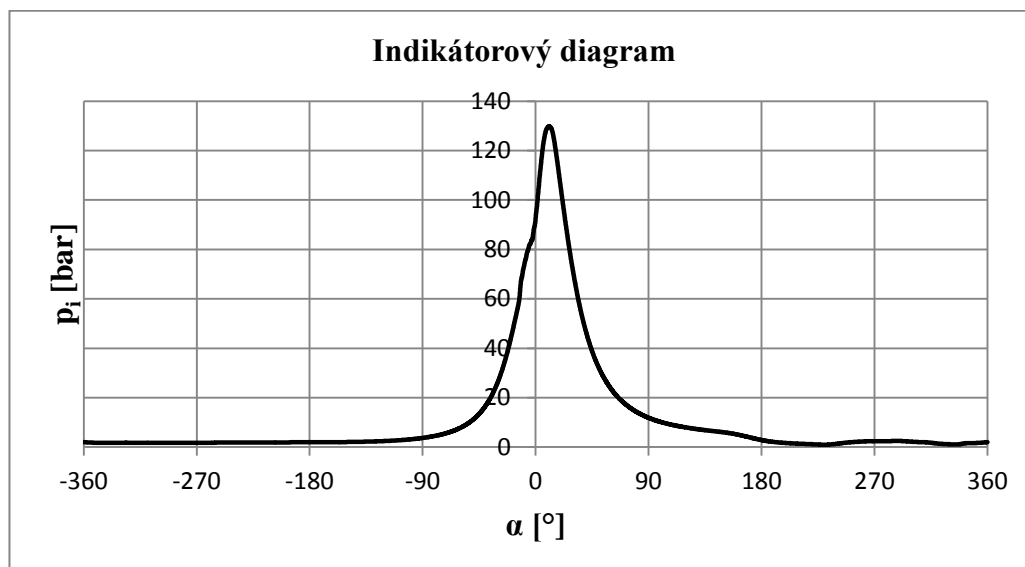
Úkolem je navrhnout komponenty klikového mechanismu zkušebního motoru a připravit výkresovou dokumentaci k nově navrženým, či upraveným dílům. K tvorbě 3D CAD dat a výkresů byl použit software Creo Parametric 2.0. Sestava klikového mechanismu (viz obr. 7) se skládá jednak z původních dílů motoru AVL, dále ze sériových dílů používaných v motorech Škoda řady EA211, dále z upravených sériových dílů a dílů nově navržených. K práci je přiložen výkres sestavy klikového mechanismu s hlavními rozměry a s okótovanými pozicemi jednotlivých dílů. Jednotlivé díly sestavy klikového mechanismu s příslušnými informacemi jsou uvedeny v přiloženém kusovníku. V následujících podkapitolách bude představeno konstrukční řešení jednotlivých dílů klikového mechanismu.



obr. 7 Klikový mechanismus

### 2.1 Zatěžovací stav motoru

Pro výpočet mechanického namáhání motoru musíme zvolit určitý zatěžovací stav motoru. Předpokládaný průběh tlaku ve válci si nahradíme průběhem tlaku změřeného na jiném motoru. Požadovaný maximální spalovací tlak je 130 bar. Jelikož indikátorový diagram zážehového přeplňovaného motoru s takto vysokým maximálním tlakem nebyl v době návrhu k dispozici, budeme vycházet z indikátorového diagramu naměřeného na přeplňovaném vznětovém motoru (viz obr. 8).

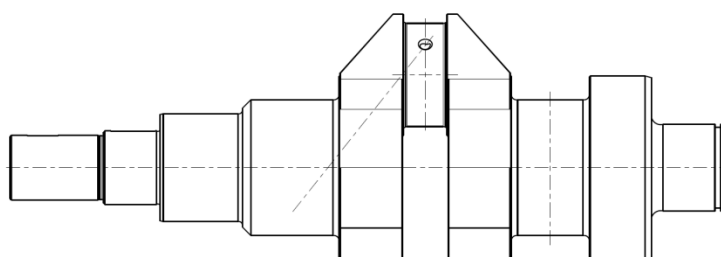


obr. 8 Indikátorový diagram 130 bar

## 2.2 Návrh klikové hřídele

Při návrhu klikové hřídele (viz obr. 9) bylo zvoleno několik okrajových podmínek. Z důvodu použití původní klikové skříně a původních hlavních ložisek (kontrola hlavních ložisek viz kapitola 3.3) byly zvoleny rozměry hlavních čepů hřídele identické jako na klikové hřídeli AVL. Připojovací rozměry pro setrvačnick jsou také identické jako u hřídele AVL. Poloměr kliky a průměr ojnicního čepu byl navržen dle referenčního motoru 1,5 MPI. Vývažky rotačních hmot jsou navrženy jako samostatné díly a jsou ke klikové hřídeli přišroubovány. Vývažky lze tedy jednoduše přizpůsobit dle potřeby.

Návrh volného konce klikové hřídele je představen v kapitole 2.6. Hřídel bude podrobena pevnostnímu výpočtu (viz kapitola 3.1). Výkres klikové hřídele je k práci přiložen.

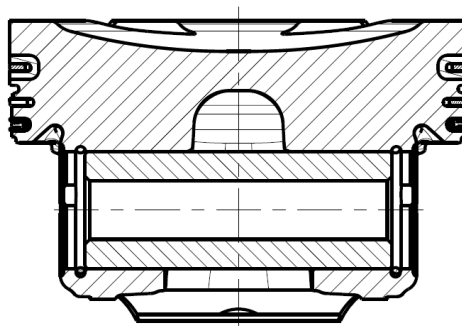


obr. 9 Kliková hřídel



### 2.3 Návrh pístní skupiny

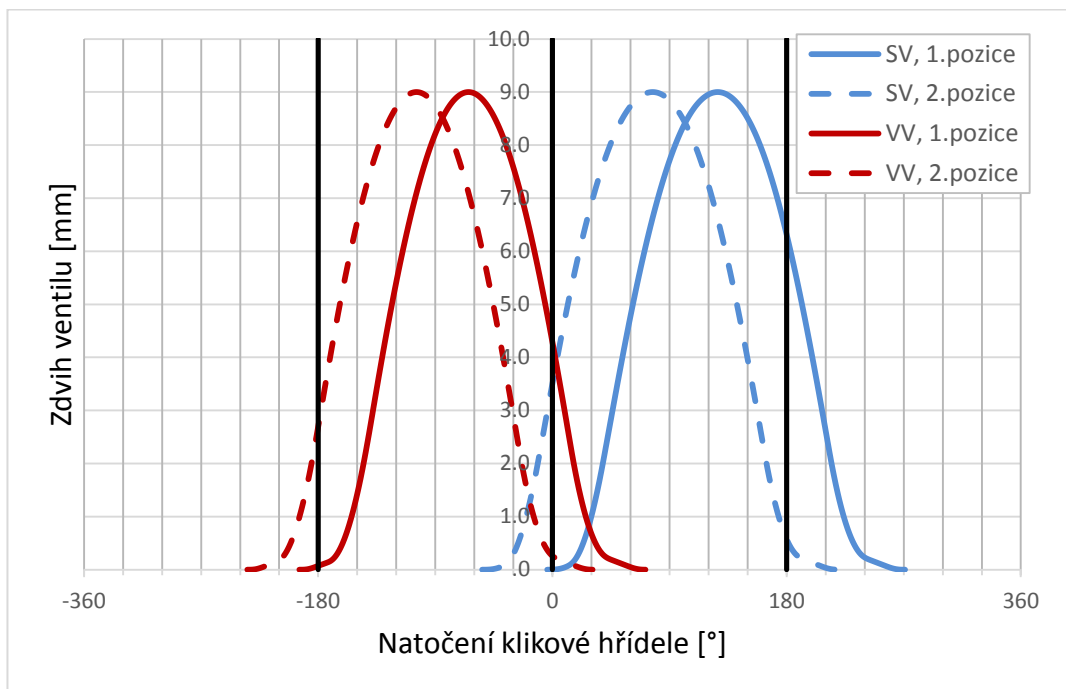
Původní návrh použití pístní skupiny (píst, pístní čep, pístní kroužky) z referenčního motoru 1,5 MPI se nejevil jako vhodný. Pístní skupina 1,5 MPI je navržena pro maximální spalovací tlak 100 barů. V navrhovaném jednoválci požadujeme tlak 130 barů. Byla proto provedena rešerše vhodných pístů používaných v sériových motorech řady EA211 a i pístů používaných v sériových motorech starší generace EA111. Jako vhodný kandidát se jeví pístní skupina pro přeplňovaný zážehový motor 1,5 TSI EVO (viz obr. 10). Tato pístní skupina je navržena na maximální spalovací tlak 130 barů a je určena pro vrtání motoru 74,5 mm a tím splňuje zadání práce.



obr. 10 Pístní skupina 1,5 TSI EVO

Pro motor 1,5 TSI EVO je však použita jiná hlava válců, jiné uložení ventilů v hlavě, jiný průměr talířků ventilů a jiné časování než na námi navrhovaném motoru s hlavou a rozvody identickými s motorem 1,5 MPI. Vzdálenost od osy klikové hřídele ke koruně pístu je u obou pístů shodná. Píst 1,5 TSI EVO má však oproti pístu 1,5 MPI odlišnou geometrii dna. Vybrání ve dně pístu pro ventily (tzv. kapsy) se u jednotlivých pístů liší. Proto se musí zhodnotit použitelnost tvaru dna pístu 1,5 TSI EVO a vyšetřit možný vznik kolize mezi pístem a ventily.

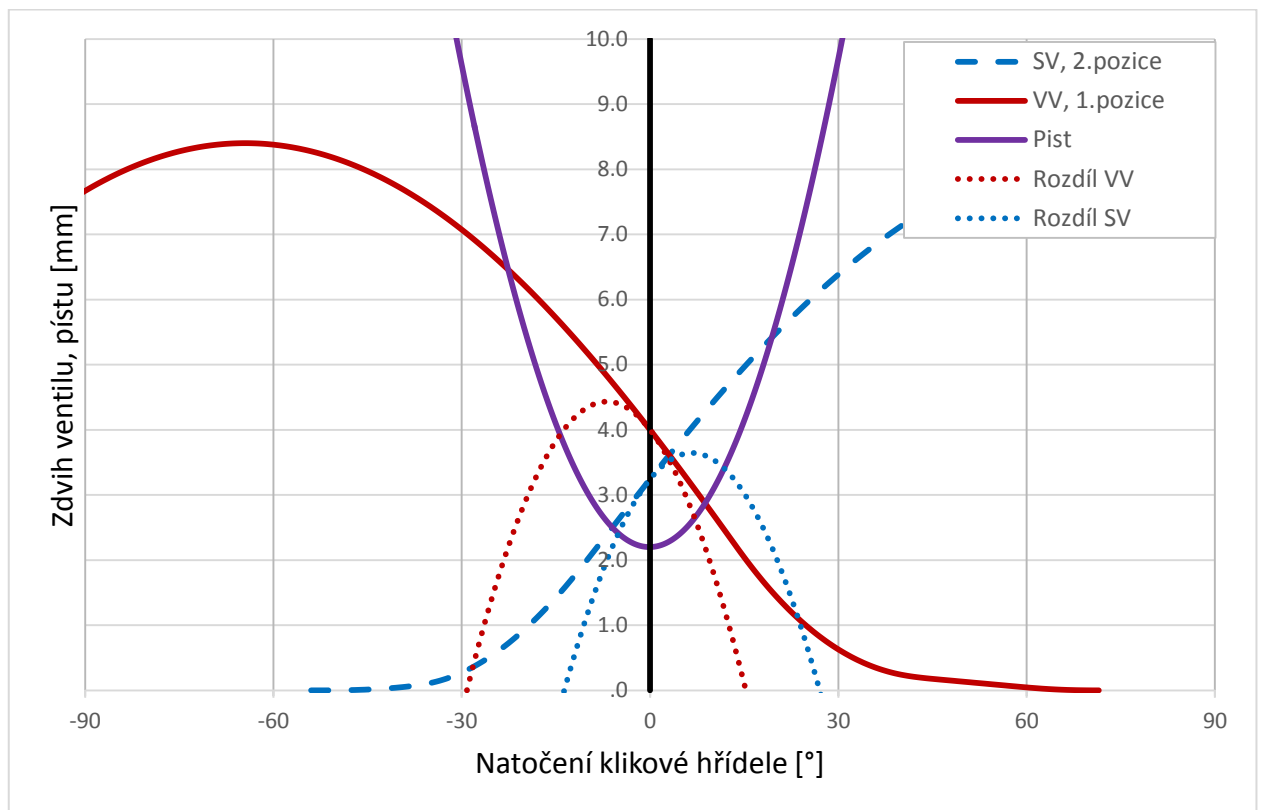
V prvním kroku bylo zjištěno, zda budou moci být použity originální zdvihové křivky ventilů motoru 1,5 MPI (viz obr. 11). Křivky byly pro tuto kontrolu dodány společností Škoda Auto a.s. Sací i výfuková vačková hřídel je vybavena nastavovačem, umožňujícím měnit plynule časování. Sací vačkovou hřídel nastavovač natáčí o 50° a výfukovou vačkovou hřídel nastavovač natáčí o 40°.



obr. 11 Zdvihové křivky 1,5 MPI

Při kontrole kolize ventilů s pístem bylo uvažováno časování, při kterém dochází k největšímu překrytí ventilů. Byla tedy uvažována 2. pozice nastavovače sací vačkové hřídele a 1. pozice nastavovače výfukové vačkové hřídele.

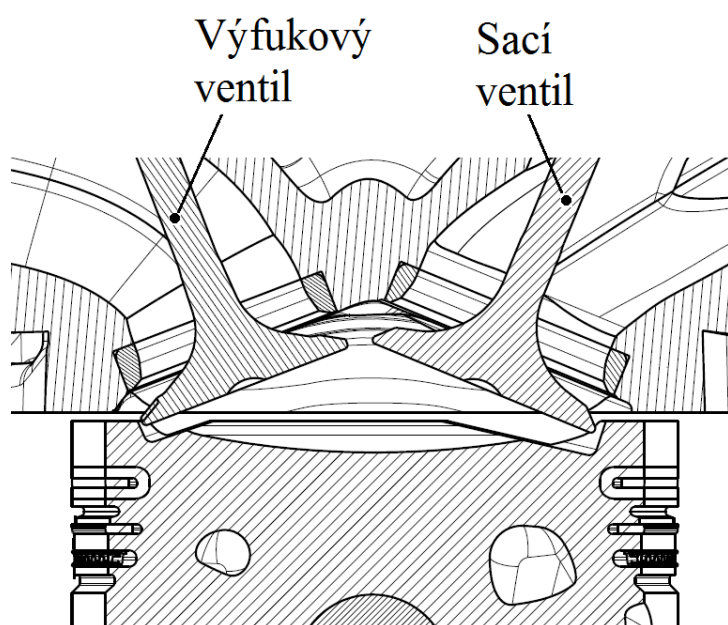
Nejdříve bylo vyšetřeno, při jakém natočení klikové hřídele dochází k nejtěsnějšímu kontaktu ventilů s pístem. Pro tuto kontrolu byl sestaven graf (viz obr. 12). V grafu jsou vyneseny křivky znázorňující svislou složku zdvihu ventilů (získanou pomocí goniometrické funkce zdvihové křivky) a dráha koruny pístu v závislosti na natočení klikové hřídele. Dále je v grafu vnesen rozdíl zdvihu ventilu a dráhy pístu. Předpokládaný výskyt nejtěsnějšího kontaktu se nachází při natočení klikové hřídele, kde jednotlivé rozdíly zdvihu ventilu a pístu nabývají svého maxima. Jelikož dno pístu není rovné a má složitější geometrii, slouží tento výpočet pouze k předběžné lokalizaci nejtěsnějšího kontaktu, ale neslouží ke skutečnému určení kolize.



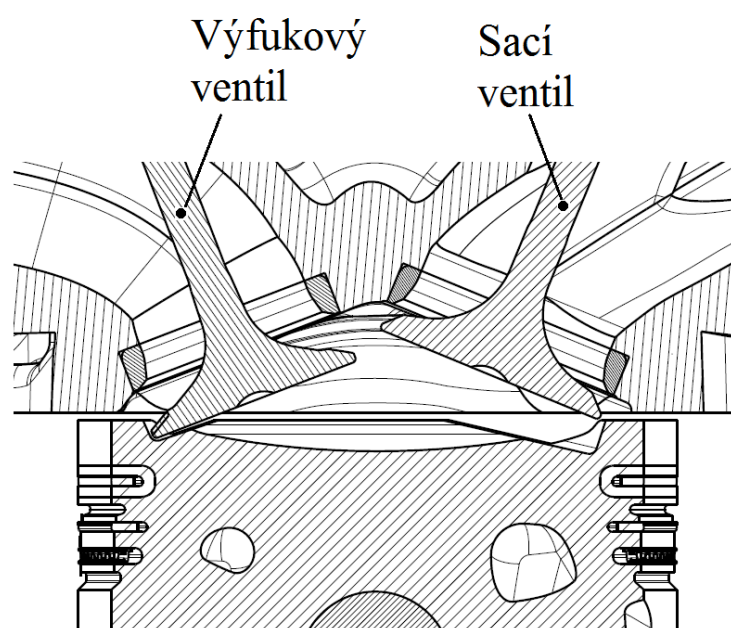
obr. 12 Zdvihové křivky

Výpočet byl proveden programem Microsoft Excel (viz přílohu Casovani\_kontrola.xlsx). Bylo zjištěno, že nejtěsnější kontakt sacího ventilu je  $7^\circ$  za horní úvratí a nejtěsnější kontakt výfukového ventilu je  $6,5^\circ$  před horní úvratí.

Pomocí softwaru Creo byl sestaven píst a hlava s ventily do jedné sestavy. Pro vypočtené úhly natočení klikové hřídele byly zjištěny zdvihy ventilů (příloha Casovani\_kontrola.xlsx) a zdvih pístu (příloha Zakladni\_vypocty.xlsx). Dle zjištěných zdvihů byly komponenty v sestavě zavazbeny a byla provedena kontrola kolize. Při kontrole bylo vycházeno z doporučených hodnot minimálních radiálních a axiálních vůlí mezi talířkem ventilu a dnem pístu. Tyto minimální hodnoty byly zjištěny na základě výpočtů zaměstnanců Škoda Auto a.s., kde ve výpočtu jsou uvažovány vůle v ložiskách, délkové tolerance a teplotní roztažnost jednotlivých komponent. Na obr. 13 a obr. 14 můžeme vidět postavení ventilů vůči pístu pro vypočtené úhly.



obr. 13 Kontrola - sací ventil, 7° KH za HÚ



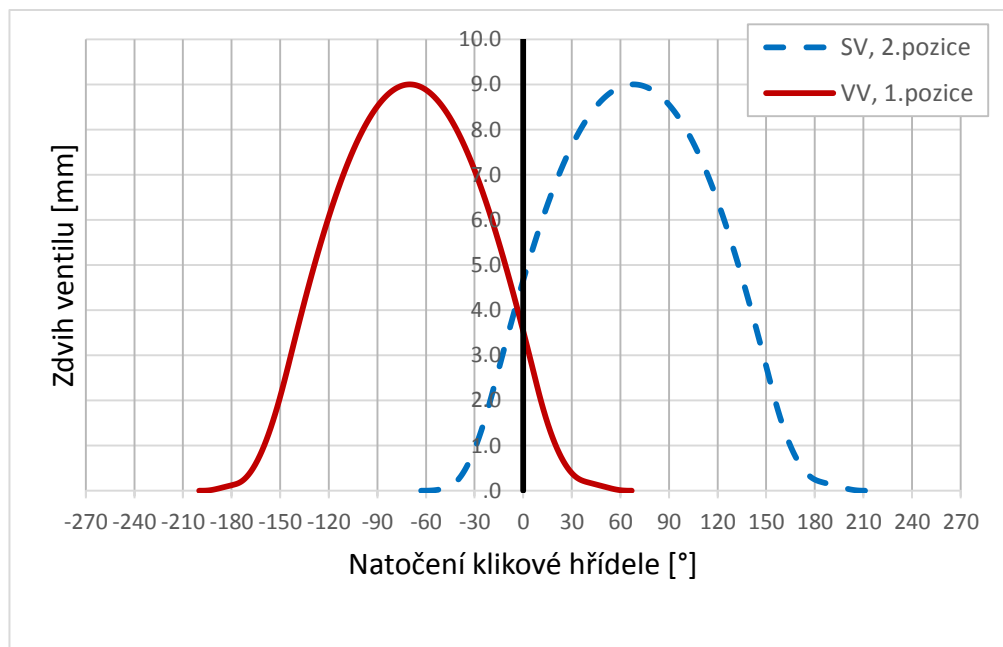
obr. 14 Kontrola - výfukový ventil, 6,5° KH před HÚ

U sacích i výfukových ventilů vznikl příliš těsný kontakt a minimální vůle nebyla zaručena. Byla tedy navržena konstrukční úprava pístu. Výkres pístu je k práci přiložen. Úprava spočívá ve zvětšení kapes na ventily. Při úběru materiálu bylo nutno uvážit ztenčení stěny mezi kapsou ventilu a drážkou pro nosič prvního pístního kroužku (tzv. žárový můstek). Při konzultaci s odborníky ze společnosti Škoda Auto a.s. byla doporučena empiricky zjištěná minimální tloušťka stěny. Píst byl tedy upraven až na tuto minimální hodnotu.

Pro píst s upravenou geometrií bylo zjištěno:

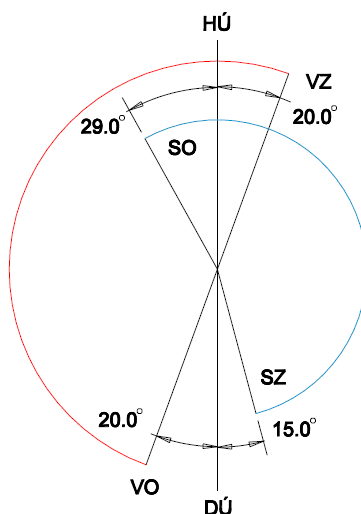
- kdy nejdříve lze otevírat sací ventil,
- kdy nejpozději lze otevírat výfukový ventil.

Pomocí přílohy Casovani\_kontrola.xlsx byly nastavovány různé hodnoty časování ventilů pro které byly vypočteny zdvihy ventilů v závislosti na natočení klikové hřídele. Pomocí softwaru Creo byl v sestavě modelů hlavy s ventily a pístu hledán nejtěsnější kontakt ventilů s pístem. Kontrola byla prováděna pro volené úhly natočení klikové hřídele v oblasti předpokládaného výskytu nejtěsnějšího kontaktu (viz předchozí výpočet). Bylo zjištěno časování (viz obr. 15), při kterém dochází k maximálnímu možnému překrytí ventilů a je dosahováno dovolených vůlí mezi ventily a pístem.



obr. 15 Navržené časování

Diagram časování pro maximální možné překrytí ventilů lze vidět na obr. 16. Úhly otevření a zavření ventilů při maximálním možném překrytí lze vidět v tab. 3.



obr. 16 Diagram časování

tab. 3 Parametry časování pro zdvih ventilu 1 mm

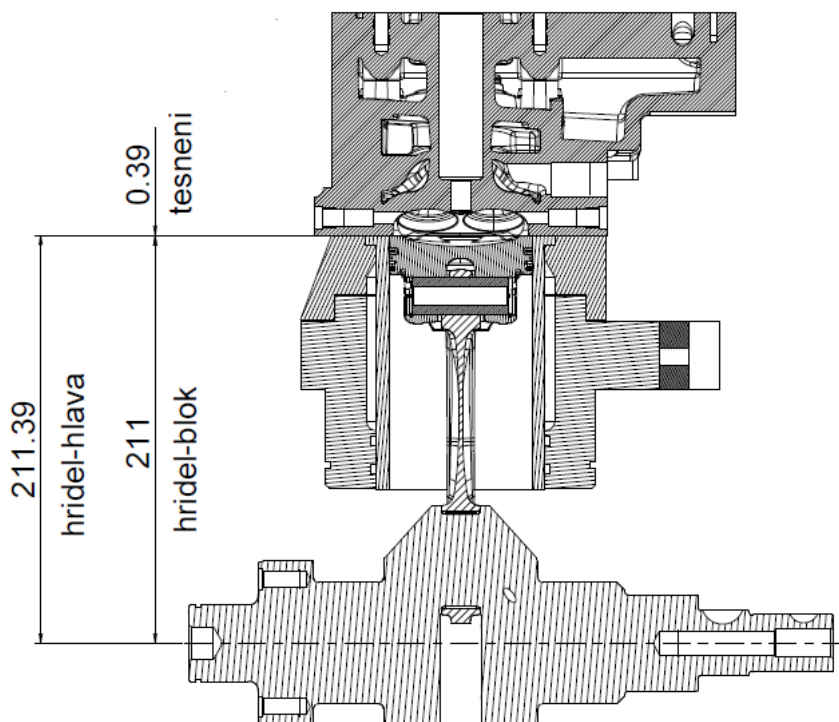
Parametry časování - max překrytí			
Sací ventil		Výfukový ventil	
Otevření před HÚ	Zavření před DÚ	Otevření za DÚ	Zavření za HÚ
[° KH]	[° KH]	[° KH]	[° KH]
29	15	20	20

Úpravou pístu se zvětšil také kompresní objem uvnitř pístu. Změna kompresního objemu v pístu se bude muset vzít v potaz při výpočtu kompresního poměru motoru. Kompresní objem v původním pístu a upraveném pístu je uveden v tab. 4.

tab. 4 Změna kompresního objemu v pístu

<b>Kompresní objem původního pístu [cm<sup>3</sup>]</b>	10.1
<b>Kompresní objem upraveného pístu [cm<sup>3</sup>]</b>	10.4

Na obr. 17 jsou okótovány důležité rozměry sestavy navrhovaného motoru, z kterých bylo při kontrole kolize vycházeno. Kontrola kolize byla provedena pro navrženou vzdálenost roviny hlavy od osy klikové hřídele  $a = 211,39 \text{ mm}$ . Jelikož je hlava válců a blok válců v současnosti stále ve vývojové fázi, je možné, že se vzdálenost  $a$  může ještě změnit. Při případné změně této vzdálenosti se musí kontrola kolize a návrh časování provést znovu. Při zmenšení vzdálenosti  $a$  hrozí kolize a při zvětšení vzdálenosti  $a$  by se mohl použít větší rozsah možných časování.



obr. 17 Základní rozměry sestavy motoru

## 2.4 Volba ojnice

Ojnice z referenčního motoru 1,5 MPI také nelze použít. Jednak není dostatečně pevnostně dimenzovaná a dále jelikož volíme píst 1,5 TSI EVO s vyšší kompresní výškou, musíme pro dodržení vzdálenosti mezi osou klikové hřídele a horní rovinou bloku zvolit kratší ojnici 1,5 TSI EVO. Tato ojnice je navržena pro zatížení maximálním spalovacím tlakem 130 barů. Předpokládáme tedy, že je ojnice dostatečně pevnostně dimenzovaná a tím vyhovuje našim požadavkům.

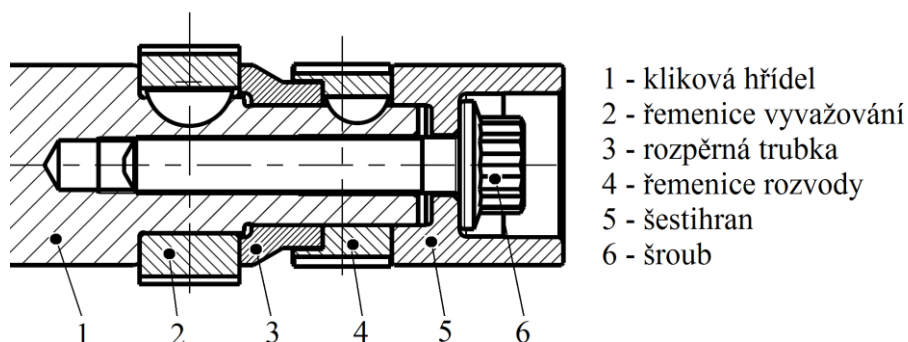
## 2.5 Návrh setrvačníku

Při naší uvažované variantě zachování původní spodní skříně a klikové skříně AVL se použije stávající setrvačnick AVL. Kontrola setrvačnicku je provedena v kapitole 3.4. Model setrvačnicku AVL je k práci přiložen.

Při případné výrobě celého motoru včetně spodní a klikové skříně a tím výrobě kompletního nového motoru se musí navrhnout a vyrobit také nový setrvačnick. Při návrhu by se vyšlo z konstrukce setrvačnicku AVL, kde by se navíc vyvrtal a vystružil přesný otvor pro kolík zajišťující klikový mechanismus v horní úvratí pro správnou montáž a demontáž motoru. Na nově navrženou klikovou skřín by se navíc přivařila trubka s odpovídajícím přesným otvorem pro aretační kolík. Stávající provedení motoru od AVL aretaci klikové hřídele neumožňuje.

## 2.6 Návrh uložení řemenic a šestihranu na klikové hřídeli

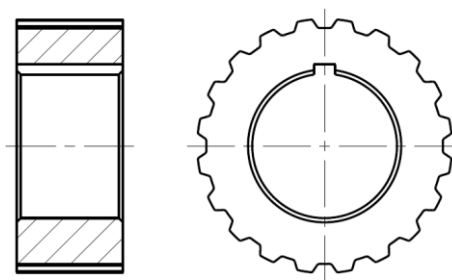
Na volném konci klikové hřídele je uložena řemenice pro pohon rozvodů, řemenice pro pohon vyvažovacích hřídelí, rozpěrná trubka a šestihran (viz obr. 18). Konstrukce jednotlivých komponent bude představena dále. Na konci kapitoly bude proveden návrh utahovacího momentu šroubu.



obr. 18 Sestava na volném konci klikové hřídele

### Řemenice pro pohon vyvažovacích hřídelí

Pro pohon vyvažovacích hřídelí se použije řemenice ze zkušebního jednoválce AVL. Řemenice byla namodelována dle dokumentace AVL a dle dodaných odměřených hodnot.

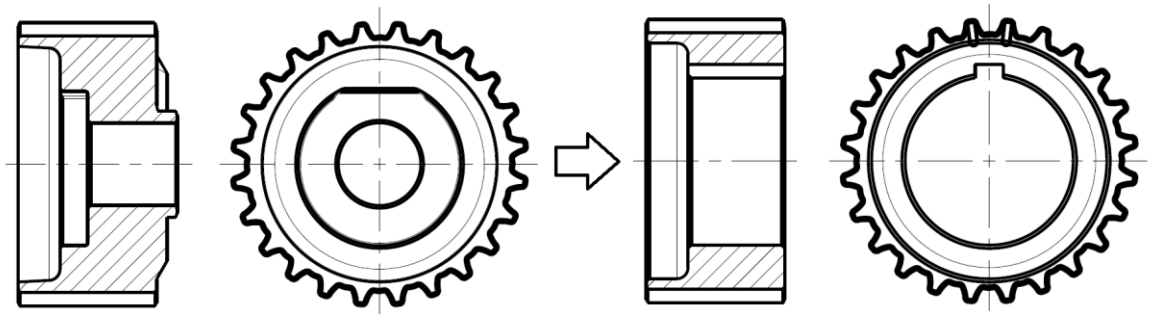


obr. 19 Řemenice pro pohon vyvažovacích hřídelí

### Řemenice pro pohon rozvodů

Jako řemenice pro pohon rozvodů je použit upravený sériový díl montovaný do motorů řady EA211. Podobu původní a upravené řemenice lze vidět na obr. 20. Úprava spočívá ve vysoustružení přesného průchozího otvoru pro uložení řemenice na klikovou hřídel. Poloha řemenice pro pohon rozvodů je jištěna kotoučovým perem. Tvarované čelo řemenice na straně k šestihranu bylo sraženo. Výkres úpravy řemenice je k práci přiložen.

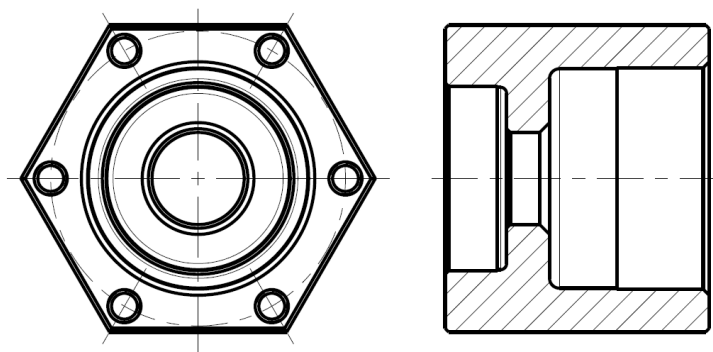




obr. 20 Původní (vlevo) a upravená (vpravo) řemenice pro pohon rozvodů

### Šestihran

Na volném konci klikové hřídele je zkonstruován šestihran (viz obr. 21). Šestihran slouží k ručnímu otáčení klikové hřídele stranovým klíčem, na jedné straně umožňuje přenos osové síly mezi hlavou šroubu a řemenicí pro pohon rozvodů a na druhé straně je na vnitřním průměru šestihranu uložen inkrementální snímač natočení klikové hřídele, který je dále k čelní ploše šestihranu přišroubován. Výkres šestihranu je k práci přiložen.



obr. 21 Šestihran

### Rozpěrná trubka

Pro axiální ustavení a přenos točivého momentu mezi řemenicemi byla navržena rozpěrná trubka. Výkres rozpěrné trubky je k práci přiložen.

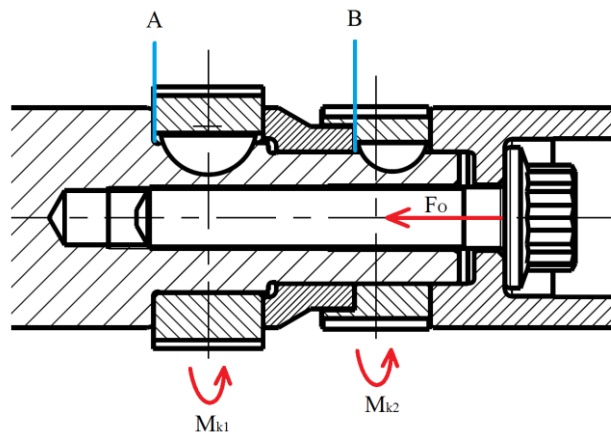
### Šroub

Pro stažení jednotlivých komponent na volném konci klikové hřídele je použitý šroub M14x1,5-84. Jedná se o upravený sériový díl určený pro motory řady EA211. Úprava spočívá v osoustružení límce pod hlavou šroubu na menší průměr. Výkres úpravy šroubu je k práci přiložen.

### Návrh utahovacího momentu šroubu M14x1,5

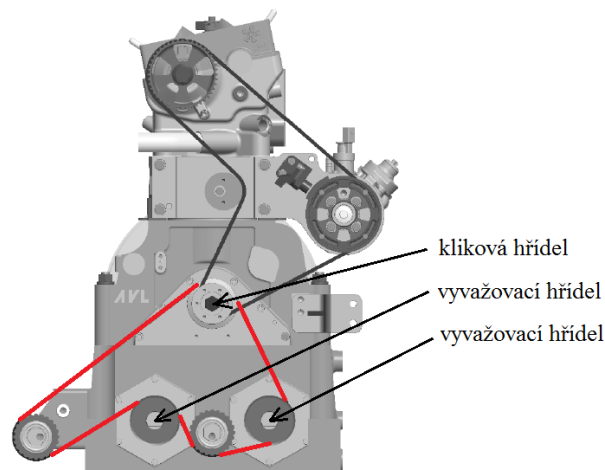
Na volném konci klikové hřídele je přenášen točivý moment mezi jednotlivými komponentami pomocí třecích spojů vznikajících na čelních plochách komponent. Správnou funkci sestavy ovlivňuje velikost utahovacího momentu šroubu. Pomocí dotažení šroubu vhodným utahovacím momentem vznikne ve šroubu osová síla, zapříčiňující vzniku žádaného silového působení mezi komponentami. Musí se provést výpočet, zda nebude osová síla šroubu po utažení příliš velká a tím by vzniklo nadměrné otláčení čelních ploch jednotlivých komponent. Zároveň se musí vypočítat, zda nebude osová síla šroubu příliš malá a bude stačit na přenos odpovídajícího točivého momentu.

Kritická místa sestavy jsou v místech A a B (viz obr. 22). V těchto místech byla odměřena velikost styčných ploch  $S_A$  a  $S_B$ . Dále bylo potřeba zjistit velikosti točivých momentů potřebných pro pohon vyvažovacích hřídelí  $M_{k1}$  a pro pohon rozvodového mechanismu  $M_{k2}$ .



obr. 22 Silové účinky na sestavě volného konce hřídele

Při výpočtu momentu  $M_{k1}$  je uvažováno, že dominantní složka zatížení je od zrychlujícího momentu vyvažovacích hřídelí, zapříčiňeného změnou úhlové rychlosti klikové hřídele  $\omega$  v čase, doprovázenou vznikem nenulového úhlového zrychlení  $\alpha$ . Převod mezi klikovou hřídelí a vyvažovacími hřídelemi je pomocí ozubeného řemene s převodem  $i = 1$ . Schéma pohonu vyvažovacích hřídelí je na obr. 23. Výpočet momentu  $M_{k1}$  je pro potřeby této kontroly značně zjednodušen.



obr. 23 Schéma pohonu vyvažovacích hřídelí

Základní rovnicí použitou pro výpočet je (1). Pro výpočet momentu  $M_{k1}$  musíme tedy zjistit moment setrvačnosti vyvažovacích hřídelí  $I_{vh}$  a úhlové zrychlení  $\alpha$ .

$$M_{k1} = I_{vh} \cdot \alpha \quad (1)$$

Moment setrvačnosti vyvažovacích hřídelí s vývažkami  $I_{vh}$  byl odměřen pomocí softwaru Creo. Dále bylo potřeba zjistit úhlové zrychlení  $\alpha$ . Hodnota maximálního úhlového zrychlení při přechodovém režimu, při kterém dochází k nárůstu nebo poklesu průměrné hodnoty otáček motoru zkoušeného na motorové brzdě na zkušebně společnosti Škoda Auto a.s. je přibližně  $\alpha_1 = 500 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$ . Hodnota maximálního úhlového zrychlení v jednom cyklu spalovacího motoru (dvě otáčky klikové hřídele) naměřená pracovníky zkušebny na sériovém motoru společnosti Škoda Auto a.s. je  $\alpha_2 = 20000 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$ . Tyto hodnoty naměřené na čtyřválcovém motoru však pro náš výpočet nejsou příliš relevantní.

Maximální úhlové zrychlení  $\alpha_3$ , vypočteno vztahem (2), tedy bylo zjištěno pomocí známého průběhu točivého momentu na klikové hřídeli v jednom cyklu, získaného silovým rozkladem účinků působících v klikovém mechanismu (viz přílohu Zakladni\_vypocty.xlsx) a známého momentu setrvačnosti klikového mechanismu se setrvačником  $I_{km}$  odměřeného pomocí softwaru Creo.

$$\alpha_3 = \frac{M_{km\_max}}{I_{km}} = \frac{911}{0,4235} = 2152 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (2)$$

Velikost momentu  $M_{k1}$  pro pohon vyvažovacích hřídelí je:

$$M_{k1} = I_{vh} \cdot \alpha_3 = 1,34 \cdot 10^{-3} \cdot 2152 = 2,9 \text{ Nm}. \quad (3)$$

Maximální moment v průběhu jednoho cyklu pro pohon rozvodů  $M_{k2} = 20 Nm$ . Tento moment byl získán na základě předchozího výpočtu kolegy, který se danou problematikou zabýval dříve.

V třecím spoji A musí být přenesen moment  $M_{kA}$ , viz vztah (4). V třecím spoji B musí být přenesen moment  $M_{kB}$ , viz vztah (5). Ve spoji A uvažujeme v rámci zjednodušení současné působení maximálních momentů v jednom okamžiku.

$$M_{kA} = M_{k1} + M_{k2} = 2,9 + 20 \doteq 23 Nm \quad (4)$$

$$M_{kB} = M_{k2} = 20 Nm \quad (5)$$

Byla provedena kontrola třecích spojů pro dotažení šroubu M14x1,5 na tabulkový moment  $M_{\S 1} = 205 Nm$  vyvolující vznik napětí ve šroubu odpovídající 85% napětí na mezi kluzu. Nejprve byl spočítán maximální přenositelný moment v jednotlivých třecích spojiích  $M_{kAD}$  a  $M_{kBD}$ , pomocí vztahů (6) a (7). Výpočet osově síly šroubu v závislosti na utahovacím momentu je uveden v příloze Utahovací\_moment.xlsx.

$$M_{kAD1} = F_{o1} \cdot r \cdot f = 95000 \cdot 21,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 304 Nm \quad (6)$$

$$M_{kBD1} = F_{o1} \cdot r \cdot f = 95000 \cdot 16,93 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 241 Nm \quad (7)$$

Vypočtené maximální přenositelné momenty nám zaručují bezproblémový přenos požadovaných momentů. Dále byly provedeny výpočty otláčení na styčných plochách  $p_A$  a  $p_B$ , pomocí vztahů (8) a (9).

$$p_{A1} = \frac{F_{o1}}{S_A} = \frac{95000}{872 \cdot 10^{-6}} = 109 MPa \quad (8)$$

$$p_{B1} = \frac{F_{o1}}{S_B} = \frac{95000}{282 \cdot 10^{-6}} = 337 MPa \quad (9)$$

V místě B vyšlo vysoké otláčení. V místě B je v kontaktu rozpěrná trubka z oceli ČSN EN 10025 - E295 o mezi kluzu  $R_{e_{rt}} = 295 MPa$  a řemenice z oceli DIN 30910-4-SINT-D35 o mezi kluzu  $R_{e_{rem}} = 200 MPa$ . Tlak v místě B tedy znatelně převyšuje mez kluzu. Výpočet bude tedy proveden pro nižší utahovací moment šroubu. Volíme tedy dotažení šroubu momentem  $M_{\S 2} = 70 Nm$ . Pomocí vztahů (10) až (13) vypočteme momenty a otláčení pro nižší utahovací moment.

$$M_{kAD2} = F_{o2} \cdot r \cdot f = 32600 \cdot 21,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 104 Nm \quad (10)$$

$$M_{kBD2} = F_{o2} \cdot r \cdot f = 32600 \cdot 16,93 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 83 Nm \quad (11)$$

Maximální přenositelné momenty stále s dostatečnou rezervou vyhovují pro přenos požadovaného točivého momentu.

$$p_{A2} = \frac{F_{o2}}{S_A} = \frac{32600}{872 \cdot 10^{-6}} = 37 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$p_{B2} = \frac{F_{o2}}{S_B} = \frac{32600}{282 \cdot 10^{-6}} = 116 \text{ MPa} \quad (13)$$

Pro otačení  $p_{B2}$  v rizikovém místě B tedy vypočteme bezpečnost  $k$  vzhledem k mezi kluzu pomocí vztahu (14).

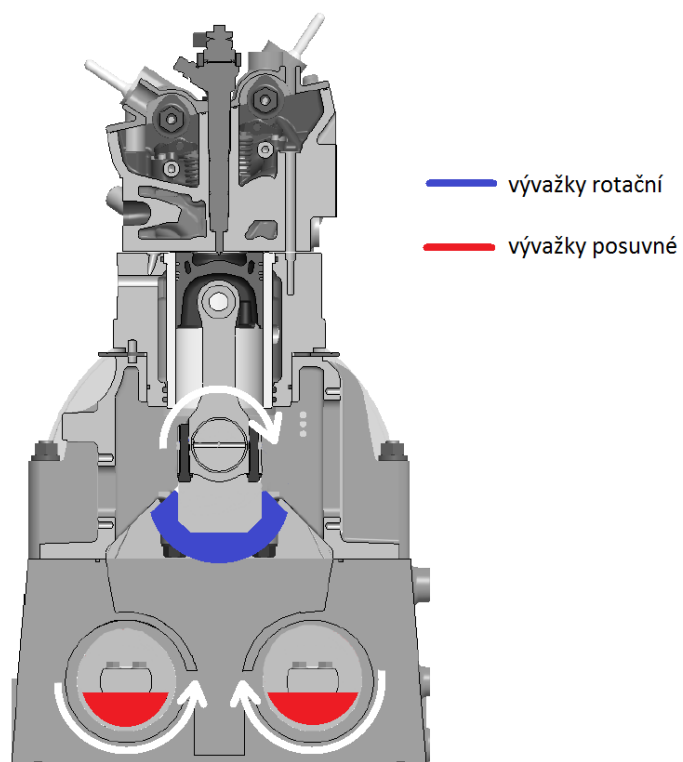
$$k = \frac{R_{e\_rem}}{p_{B2}} = \frac{200}{116} = 1,72. \quad (14)$$

Vypočtená bezpečnost nám pro dané zatěžovací podmínky vyhovuje. Šroub M14x1,5 použitý na volném konci klikové hřídele tedy utáhneme momentem  $M_{\xi 2} = 70 \text{ Nm}$ .

## 2.7 Vyvážení klikového mechanismu

Při návrhu zkušebního jednoválce řešíme vyvážení setrvačných sil od rotačních hmot a také setrvačných sil od posuvných hmot. Setrvačné síly od rotačních hmot se vyváží hmotami vývažků na klikové hřídeli (viz obr. 24 modře). Vývažky jsou na klikové hřídeli přišroubované. Vnikne nám tak možnost měnit hmotu vývažků při případné změně setrvačných účinků rotačních hmot. Jelikož je motor vybaven vyvažovacími hřídeli, máme možnost vyvážit setrvačné síly posuvných hmot prvního řádu (viz obr. 24 červeně). Při případné změně posuvných hmot klikového mechanismu (například změna pístu) se dají hmoty na vyvažovacích hřídelích také přizpůsobit.

Ve výpočtu vyvážení klikového mechanismu vycházím z výpočtů pana Bc. Horčičky [5]. Ten se vyvážením navrhovaného zkušebního jednoválce věnoval ve své práci a vytvořil výpočet v programu Microsoft Excel. Pro výpočet vývažků byl tedy použit daný výpočet a pouze byly zadány vstupní hodnoty. Na základě výsledků výpočtu byly pozměněny vývažky navržené panem Bc. Horčičkou. Výkresy vývažků rotačních a posuvných hmot jsou k práci přiloženy.



obr. 24 Vývažky setrvačných sil motoru AVL [4]

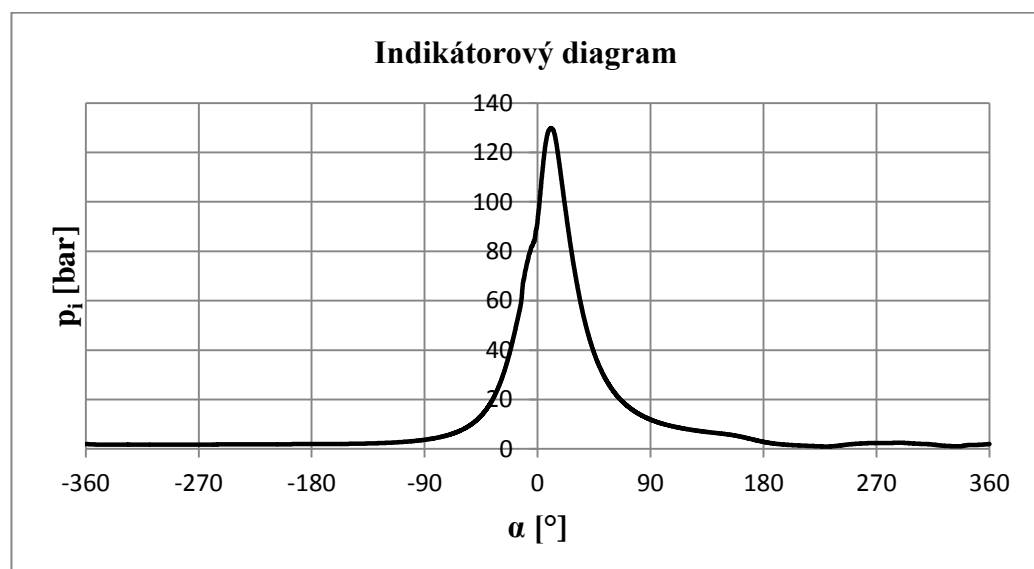
### 3 KONTROLNÍ VÝPOČTY

#### 3.1 Výpočet statické bezpečnosti klikové hřídele

Jelikož je celá sestava klikového mechanismu navržena z jiných součástí než z těch, které byly v původní verzi motoru AVL, je nutné zjistit, zda nové součásti vydrží námi požadované zatížení. Kliková hřídel je navržena jako nový díl a proto musí být provedena její pevnostní kontrola. Pístní skupina je použita ze sériového motoru Škoda. Dno pístu je upraveno. Po konzultaci s experty ze společnosti Škoda Auto a.s. je předpokládáno, že takto upravený píst dané zatížení vydrží. Ojnice je použita ze sériového motoru Škoda bez úprav. Ojnice je navržena na námi požadované zatížení. Byla tedy provedena kontrola namáhání pouze klikové hřídele. Bude proveden analytický výpočet a výpočet pomocí MKP.

##### 3.1.1 Podmínky výpočtu

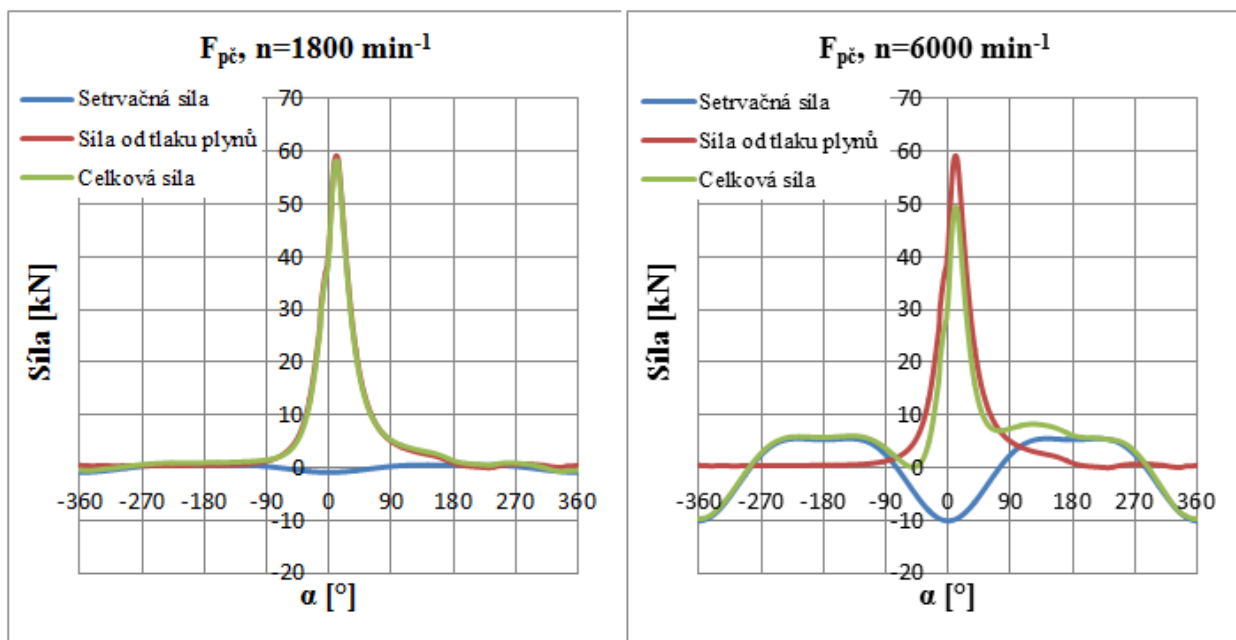
Navrhovaný motor má být zatěžován spalovacím tlakem s maximem 130 barů. Indikátorový diagram, ze kterého bylo ve výpočtech vycházeno, je znázorněn na obr. 25.



obr. 25 Indikátorový diagram 130 barů

Výpočet statické bezpečnosti byl proveden pro plné zatížení motoru, při  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ . Při těchto otáčkách již předpokládáme velikost spalovacího tlaku v požadované výši 130 bar. Vznik nejvyšších napětí na klikové hřídeli předpokládáme při expanzi, krátce za horní úvratí. V této oblasti dochází k vyššímu zatížení hřídele při provozu v nižších otáčkách. Setrvačné síly posuvných hmot, zvyšující se s narůstajícími otáčkami klikové hřídele, působí v oblasti horní úvratě proti síle od tlaku plynů. Výsledná síla působící na pístní čep a dále prostřednictvím ojnice na ojnicní čep klikové hřídele je tedy při nižších otáčkách vyšší. Pro porovnání jsou na obr. 26 vy-

neseny síly působící na pístní čep při různých otáčkách klikové hřídele. Tyto síly jsou vypočteny v příloze Zakladni\_vypocty.xlsx.



obr. 26 Síly působící na pístní čep

Jako materiál klikové hřídele je zvolena ocel CSN EN 10085 - 31CrMoV9, tepelné zpracování QT (kaleno a popuštěno), nitridováno po celém povrchu hřídele minimálně do hloubky 0,4 mm. Mechanické vlastnosti materiálu jsou uvedeny v tab. 5.

tab. 5 Mechanické vlastnosti materiálu

<b>Mez pevnosti v tahu [MPa]</b>	R <sub>m</sub>	900
<b>Mez kluzu v tahu [MPa]</b>	R <sub>e</sub>	700

Pro výpočet redukovaného napětí kombinovaného namáhání je zvolena Trescova hypotéza, kde:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2}. \quad (15)$$

Statická bezpečnost se poté vypočte dle:

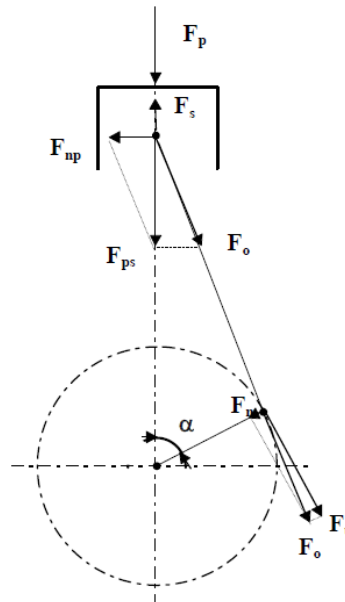
$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}}. \quad (16)$$

### 3.1.2 Analytický výpočet statické bezpečnosti

Při výpočtu analytické bezpečnosti bylo vycházeno z literatury [6]. Kompletní výpočet je uveden v příloze Zakladni\_vypocty.xlsx.

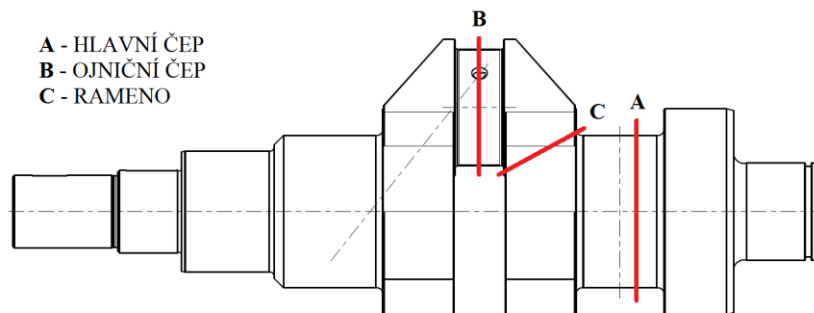


Nejdříve bylo zjištěno, jak velké síly na klikovou hřídel působí. Rozklad sil v klikovém mechanismu je uveden na obr. 27. Z dodaného indikátorového diagramu byla vypočítána síla od tlaku plynů  $F_p$ . Z velikosti posuvných hmot mechanismu (pístní skupina a posuvný podíl ojnice) a vypočteného zrychlení posuvných hmot byla vypočítána setrvačná síla posuvných hmot  $F_s$ . Sečtením  $F_p$  a  $F_s$  získáme výslednou sílu působící v pístním čepu  $F_{ps}$ . Rozkladem  $F_{ps}$  do směru osy ojnice získáme ojniční sílu  $F_o$ . Ojniční síla zatěžuje klikovou hřídel působením na ojniční čep hřídele. Ojniční síla  $F_o$  se rozloží na tečnou sílu  $F_t$ , způsobující točivý moment hřídele, a na radiální sílu  $F_r$ . Výpočty jednotlivých silových účinků jsou provedeny v příloze Zakladni\_vypocty.xlsx.



obr. 27 Rozklad sil v klikovém mechanismu [6]

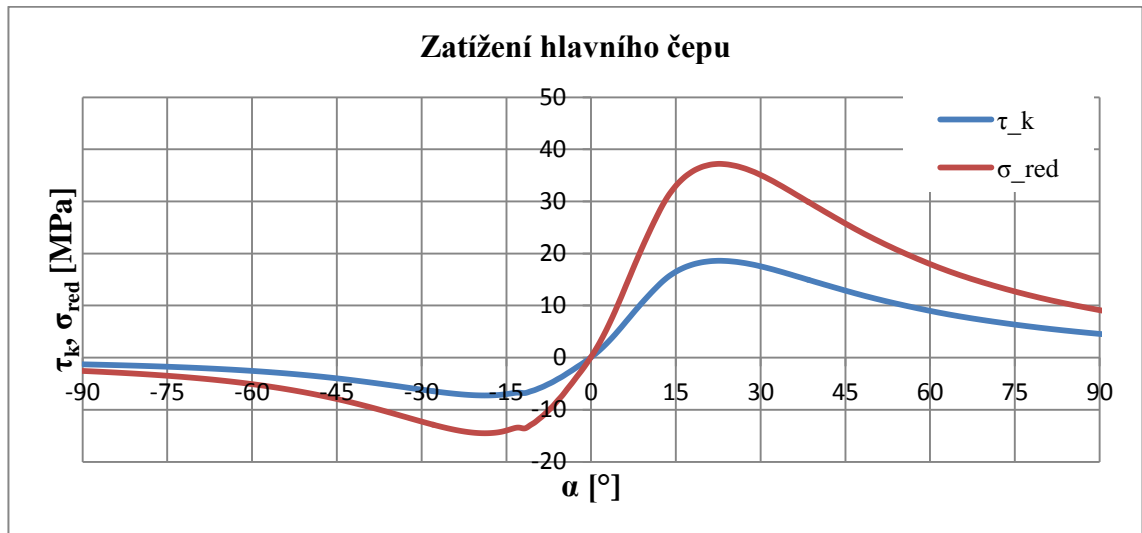
Kontrola statické bezpečnosti byla provedena ve třech předpokládaných kritických místech klikové hřídele. Těmi jsou hlavní čep, ojniční čep a rameno klikové hřídele (viz obr. 28).



obr. 28 Kritická místa klikové hřídele

**Kontrola hlavního čepu**

Hlavní čep byl zkontrolován na namáhání krutem. Na obr. 29 je vynesena závislost napětí v krutu  $\tau_k$  a redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  v závislosti na natočení klikové hřídele  $\alpha$ . V tab. 6 je uvedeno při jakém natočení klikové hřídele vzniká maximální redukované napětí, jeho velikost a bezpečnost  $k$  vztažena k mezi kluzu  $R_e$ .



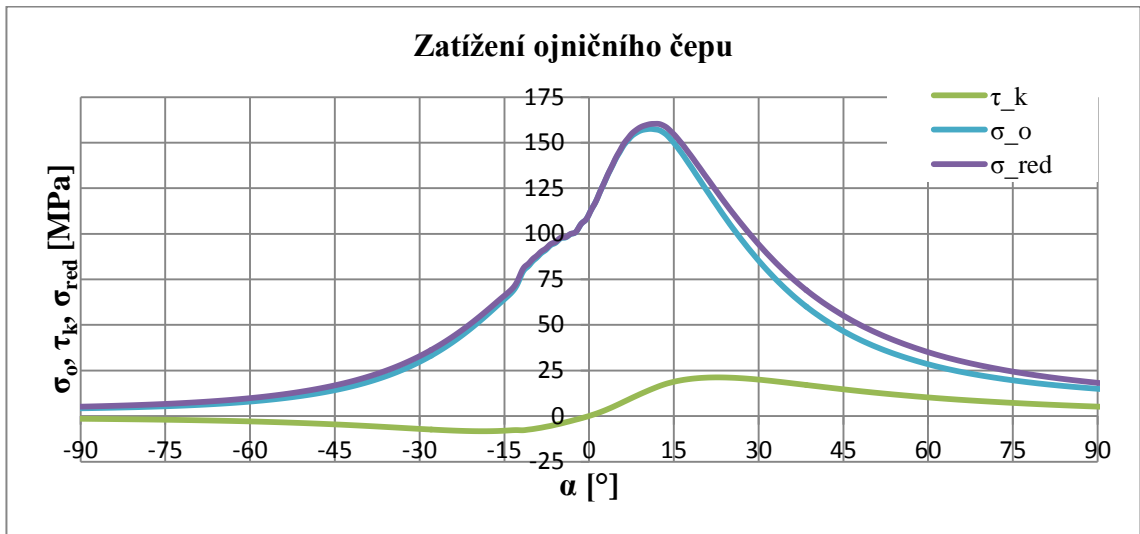
obr. 29 Zatížení hlavního čepu

tab. 6 Výsledky statického namáhání hlavního čepu

$\alpha$	$\sigma_{red}$	$k$
23°	37 MPa	18.8

**Kontrola ojničního čepu**

Ojniční čep byl zkontrolován na namáhání ohybem a krutem. Na obr. 30 je vynesena závislost napětí v krutu  $\tau_k$ , napětí v ohybu  $\sigma_o$  a redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  v závislosti na natočení klikové hřídele  $\alpha$ . V tab. 7 je uvedeno při jakém natočení klikové hřídele vzniká maximální redukované napětí, jeho velikost a bezpečnost  $k$  vztažena k mezi kluzu  $R_e$ .



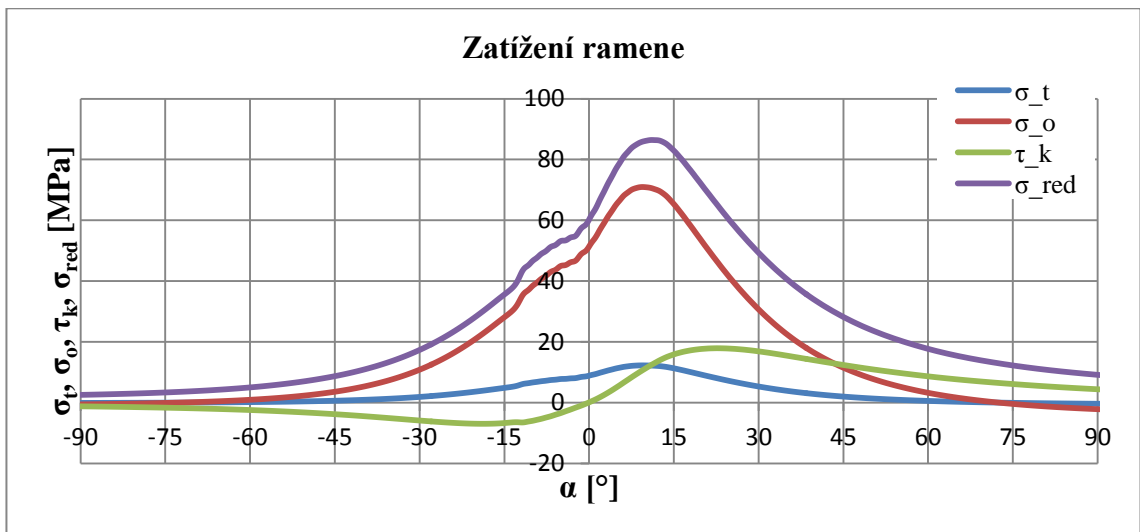
obr. 30 Zatížení ojničního čepu

tab. 7 Výsledky statického namáhání ojničního čepu

$\alpha$	$\sigma_{red}$	$k$
12°	160 MPa	4.4

**Kontrola ramene**

Rameno bylo zkontrolováno na namáhání ohybem, tahem/tlakem a krutem. Na obr. 31 je vynešena závislost napětí v tahu/tlaku  $\sigma_t$ , napětí v ohybu  $\sigma_o$ , napětí v krutu  $\tau_k$  a redukovaného napětí  $\sigma_{red}$  v závislosti na natočení klikové hřídele  $\alpha$ . V tab. 8 je uvedeno při jakém natočení klikové hřídele vzniká maximální redukované napětí, jeho velikost a bezpečnost  $k$  vztažena k mezi kluzu  $R_e$ .



obr. 31 Zatížení ramene

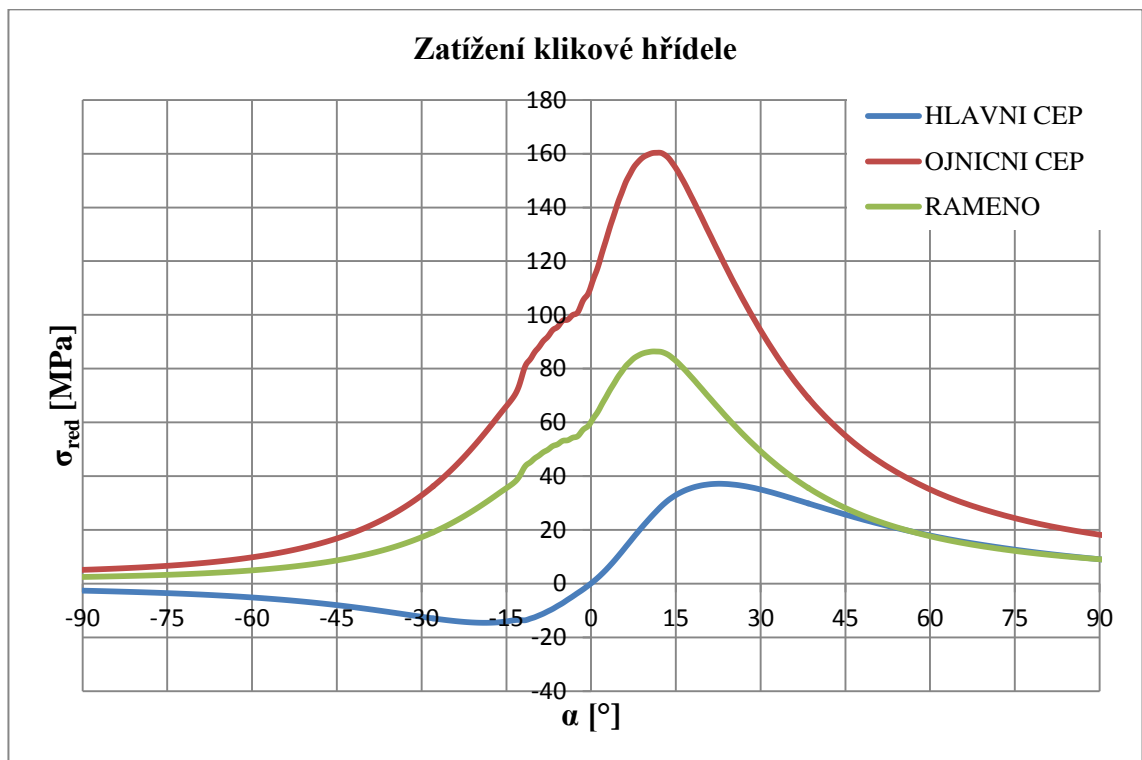
tab. 8 Výsledky statického namáhání ramene

$\alpha$	$\sigma_{red}$	$k$
11°	86 MPa	8.1

**Výsledky analytických výpočtů**

Z výsledků statického namáhání v jednotlivých kritických místech je patrné, že nejvíce namáhaným místem klikové hřídele je ojnicní čep. Hlavní složkou celkového namáhání ojnicního čepu je ohyb. Krut ojnicního čepu nabývá nízkých hodnot. Ostatní kritická místa klikové hřídele jsou namáhána podstatně méně a mají tedy vyšší statickou bezpečnost. Hlavní složkou namáhání ramene je také ohyb. Tah/tlak a krut ramene je méně výrazný. Namáhání hlavního čepu krutem je velmi nízké. To je způsobeno velkým průměrem hlavního čepu.

Hodnoty redukovaných napětí v jednotlivých řešených místech jsou vyneseny na obr. 32. V tab. 9 jsou uvedeny výsledky statické kontroly, kde pro každé kritické místo klikové hřídele je uvedeno při jakém natočení klikové hřídele vzniká maximální redukované napětí v daném místě, jeho velikost a bezpečnost  $k$  vztažena k mezi kluzu  $R_e$ .



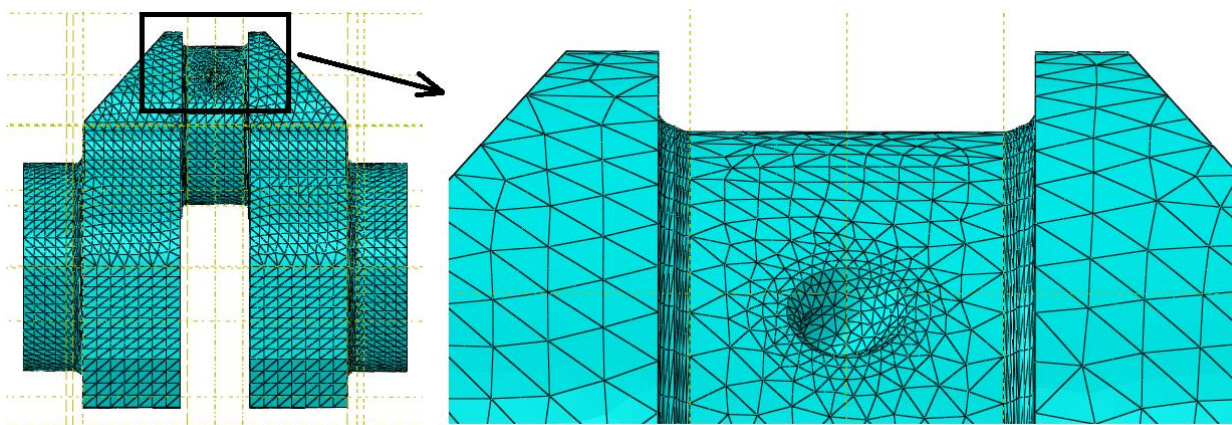
obr. 32 Zatížení klikové hřídele v jednotlivých kritických místech

tab. 9 Výsledky statického namáhání analyticky

	$\alpha$	$\sigma_{red}$	$k$
<b>Hlavní čep</b>	23 °	37 MPa	18.8
<b>Ojniční čep</b>	12 °	160 MPa	4.4
<b>Rameno</b>	11 °	86 MPa	8.1

### 3.1.3 Výpočet statické bezpečnosti pomocí MKP

V dalším kroku byla spočítána statická bezpečnost klikové hřídele pomocí metody konečných prvků softwarem Abaqus. Byly nadefinovány materiálové vlastnosti oceli:  $\rho = 7800 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$ , modul pružnosti v tahu  $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ , Poissonovo číslo  $\mu = 0,3$ . Pro kontrolu byla kliková hřídel zjednodušena. Je uvažována pouze její část mezi rovinami hlavních ložisek. Pro vytvoření sítě byly použity kvadratické elementy typu tetrahedron. Automaticky vygenerovaná síť byla na kritických místech zjemněna (viz obr. 33). Kritickými místy klikové hřídele jsou přechodové rádiusy mezi hlavním čepem a ramenem a mezi ojničním čepem a ramenem a dále vyústění mazacího kanálku.

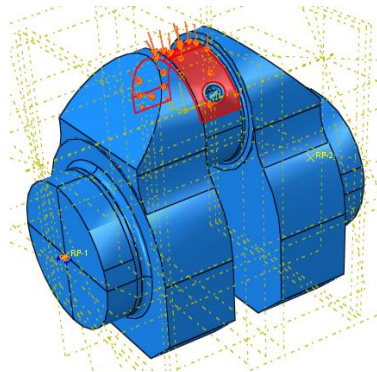


obr. 33 Síť elementů

Z analytické kontroly bylo zjištěno, že nejvíce namáhaným místem hřídele je ojniční čep a to od ohybového namáhání. Ověříme tedy namáhání ojničního čepu pomocí metody konečných prvků.

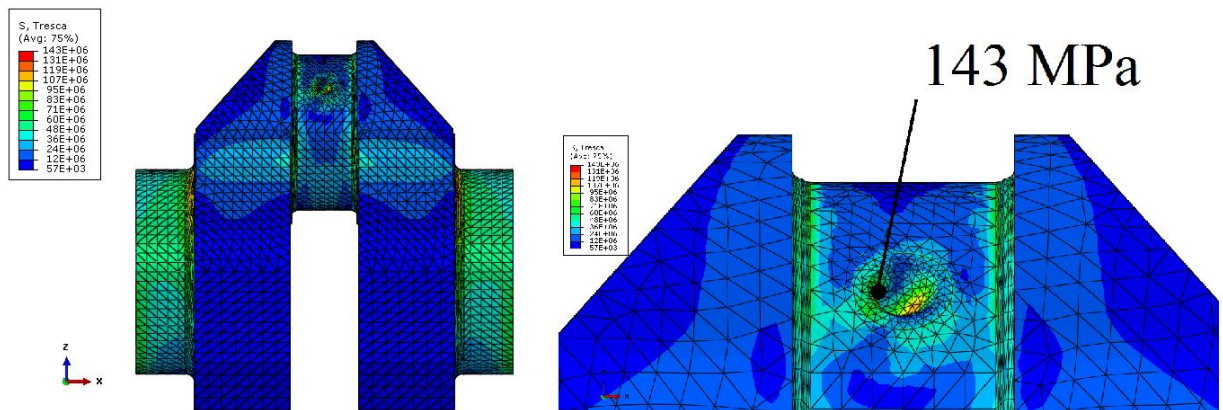
Je proto zvoleno zatížení klikové hřídele v expanzi  $12^\circ$  za HÚ (viz tab. 9). Pro tuto polohu klikové hřídele odečteme velikost síly působící na ojniční čep  $F_o = 58,3 \text{ kN}$  (viz příloha Zakladni\_vypocty.xlsx). Zatížení ojničního čepu je zvoleno pomocí tlaku

s kosinovým rozložením (viz obr. 34). Čelním plochám hlavních ložisek jsou odebrány všechny stupně volnosti.



obr. 34 Zatížení ojničního čepu

Pro tyto okrajové podmínky byl proveden výpočet. Výsledky jsou uvedeny na obr. 35.



obr. 35 Výsledky kontroly ojničního čepu pomocí MKP

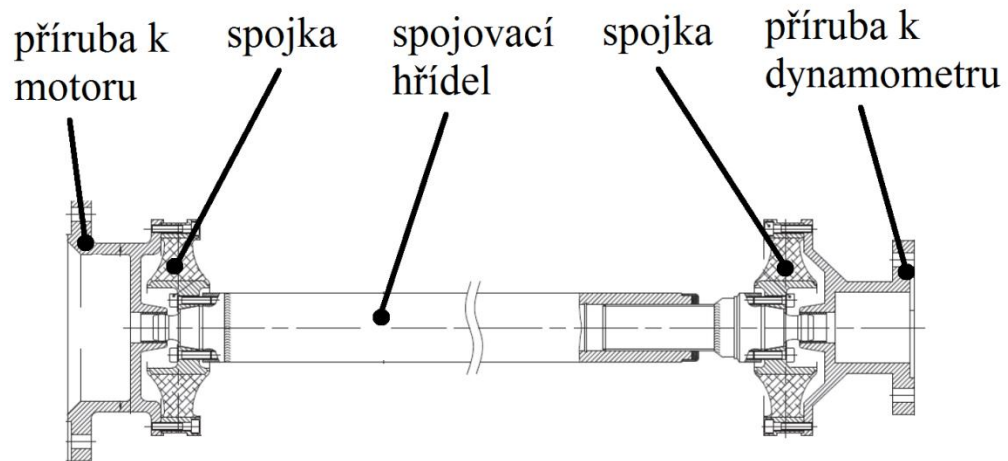
Vypočtené napětí nabývá největší hodnoty u vyústění mazacího kanálku na ojničním čepu. Zde se tedy nachází kritické místo namáhání ojničního čepu. Vypočtené napětí je zde  $\sigma = 143 \text{ MPa}$  a bezpečnost vzhledem k mezi kluzu je  $k = 4,9$ . Z tohoto zjednodušeného výpočtu byla zjištěna nejvyšší koncentrace napětí způsobená vrubem, kterým je vyústění mazacího kanálku. Pro přesnější výsledky kontroly je však nutné definovat uložení hlavních čepů hřídele v kluzných ložiskách pomocí kontaktní vazby a tím lépe simulovat skutečné uložení hlavních čepů. Tento přesnější výpočet již není součástí práce.

### 3.2 Výpočet torzního kmitání pružných spojek

Mezi motorem a dynamometrem je vložena soustava dvou pružných spojek (viz obr. 36). Spojky slouží k tlumení torzních kmitů soustrojí. Jelikož je navrženo zatížení vyvozující jiné buzení



soustavy a také byly změněny hmoty klikového mechanismu, je nutné spočítat, zda použité spojky budou vyhovovat.



obr. 36 Pružné spojky [7]

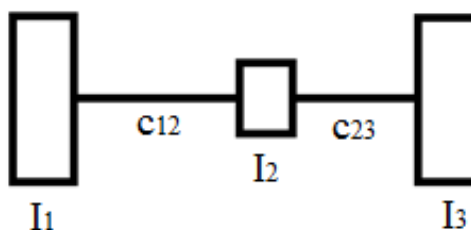
### Kontrola jmenovitého momentu spojek

Nejprve zkontrolujeme, zda střední hodnota točivého momentu na spojce  $M_{kavg}$  nepřekračuje velikost jmenovitého momentu spojky  $T_{KN}$ . Výpočet momentu  $M_{kavg}$  je proveden v příloze Zakladni\_vypocty.xlsx a jeho velikost je  $M_{kavg} = 58,2 Nm$ . Z dokumentace AVL [7] je odečten jmenovitý moment spojek  $T_{KN} = 160 Nm$ . Střední hodnota točivého momentu tedy nepřekračuje jmenovitý moment spojek a je tedy splněno, že  $M_{kavg} < T_{KN}$ .

### Kontrola torzního kmitání

Soustava skládající se z motoru, spojovací hřídele s dvěma pružnými spojkami a dynamometru představuje torzní soustavu schopnou kmitat. Proto je nutné uvážit a spočítat zda nebude v soustavě docházet k nebezpečným stavům. Při výskytu těchto stavů by se mohli spojky poškodit.

Soustava **klikový mechanismus – setrvačnick – příruba – spojka – spojovací hřídel – spojka – příruba – dynamometr** byla nahrazena tří hmotovou soustavou (viz obr. 37). První hmota  $I_1$  představuje hmoty motoru (kliková hřídel, ojnice, pístní skupina, řemenice, setrvačnick, příruba), druhá hmota  $I_2$  představuje hřídel mezi spojkami a třetí hmota  $I_3$  představuje dynamometr s přírubou. Tuhosti  $c_{12}$  a  $c_{23}$  představují pružné spojky.



obr. 37 Torzní schéma volného kmitání

Momenty setrvačnosti komponentů motoru byly odečteny pomocí analýzy vytvořených modelů v programu Creo Parametric 2.0. Momenty setrvačnosti spojovací hřídele a dynamometru byly odečteny z dokumentace AVL [7]. Momenty setrvačnosti jednotlivých hmot jsou uvedeny v tab. 10. Tuhosti spojek byly také odečteny z dokumentace AVL [7] a jsou uvedeny v tab. 11.

tab. 10 Momenty setrvačnosti jednotlivých hmot

Hmota	Moment setrvačnosti [kg · m <sup>2</sup> ]
<b>I<sub>1</sub></b>	0,4235
<b>I<sub>2</sub></b>	0,0034
<b>I<sub>2</sub></b>	0,3001

tab. 11 Tuhosti pružných spojek

Spojka	Tuhost [Nm · rad <sup>-1</sup> ]
<b>c<sub>12</sub></b>	200
<b>c<sub>23</sub></b>	200

Dále provedeme výpočet volného kmitání soustavy. Základní pohybovou rovnicí pro výpočet volného netlumeného torzního kmitání je vztah:

$$I \cdot \ddot{\varphi} + C \cdot \varphi = 0, \tag{17}$$

kde  $I$  je matice momentů setrvačnosti:

$$I = \begin{pmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{pmatrix}, \tag{18}$$



$C$  je matice tuhostí:

$$C = \begin{pmatrix} c_{12} & -c_{12} & 0 \\ -c_{12} & c_{12} + c_{23} & -c_{23} \\ 0 & -c_{23} & c_{23} \end{pmatrix} \quad (19)$$

a  $\varphi$  je vektor natočení, který je definován jako:

$$\varphi = \phi \cdot \sin\omega t, \quad (20)$$

kde  $\phi$  je vektor amplitudy výchylky,  $\omega$  je úhlová frekvence a  $t$  je čas. Po derivaci  $\varphi$  a dosazení do rovnice (17) dostaneme výraz:

$$(C - \omega^2 I) \cdot \phi = 0. \quad (21)$$

Z rovnice (21) získáme výpočtem zobecněných vlastních čísel matice vlastní frekvence soustavy a pomocí výpočtu zobecněných vlastních vektorů matice zjistíme poměrné výchylky soustavy. Výpočet byl proveden pomocí výpočetního softwaru MATLAB, viz přílohu Volne\_kmitani.m. Ostatní výpočty torzního kmitání jsou provedeny v příloze Torzni\_kmitani.xlsx. Vypočtené vlastní frekvence jsou uvedeny v tab. 12. Vypočtené poměrné výchylky jsou uvedeny v tab. 13.

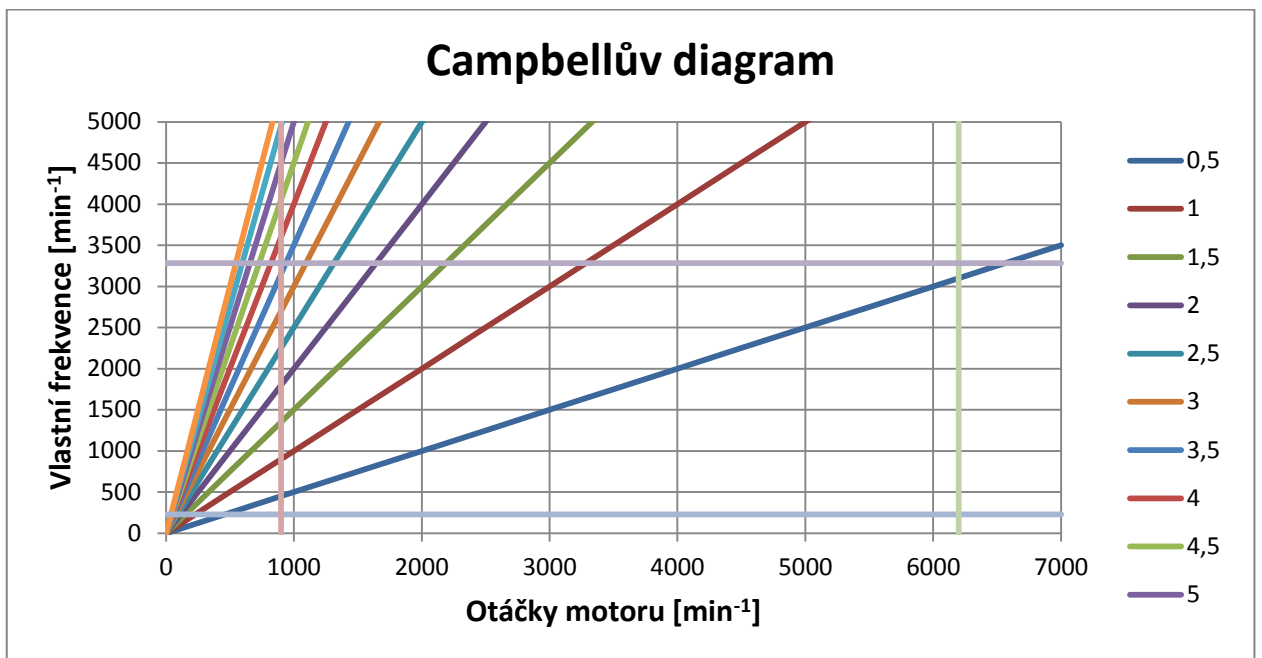
tab. 12 Vlastní frekvence soustavy

	Vlastní frekvence [s <sup>-1</sup> ]	Vlastní frekvence [min <sup>-1</sup> ]
<b>1.</b>	3,80	228
<b>2.</b>	54,72	3283

tab. 13 Poměrné výchylky soustavy

Poměrné výchylky		
<b>Pro 1. Vlastní frekvenci</b>	<b>1. hmota</b>	1
	<b>2. hmota</b>	-0,205
	<b>3. hmota</b>	-1,409
<b>Pro 2. Vlastní frekvenci</b>	<b>1. hmota</b>	1
	<b>2. hmota</b>	-249,3
	<b>3. hmota</b>	1,414

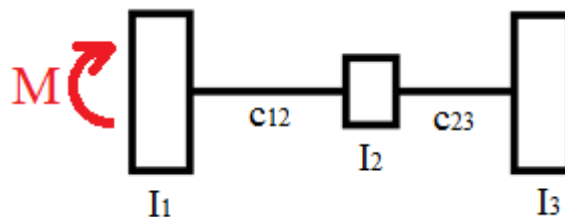
Na obr. 38 je z vypočtených hodnot sestaven Campbellův diagram.



obr. 38 Campbellův diagram

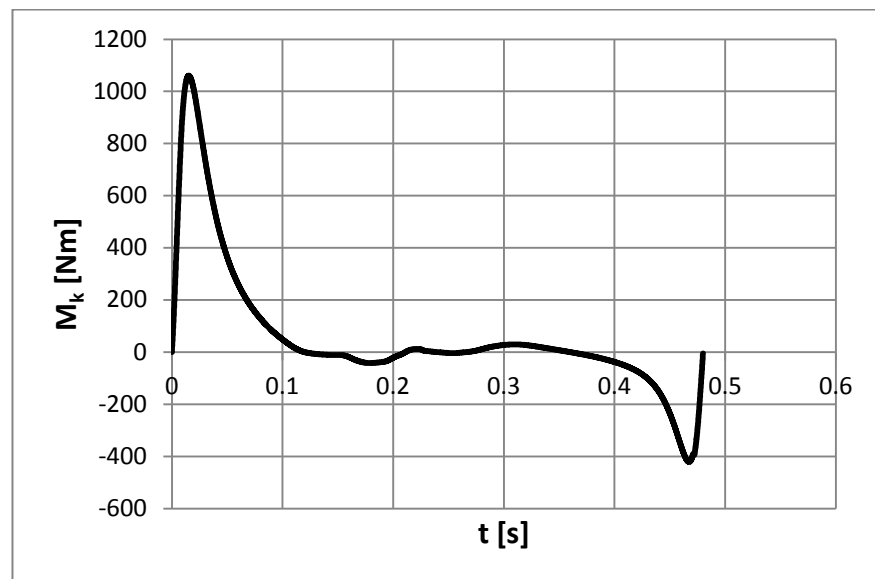
Z diagramu bylo zjištěno, zda se některé harmonické složky vlastního kmitání nachází v provozní oblasti. V provozní oblasti se nacházejí složky druhé vlastní frekvence (řády: 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 3,5). V přechodové oblasti pod volnoběhem se nacházejí všechny harmonické složky první vlastní frekvence. Z Campellova diagramu lze vidět, že musíme spočítat kmitání soustavy s působením buzení na motoru a tím zjistit velikosti absolutních výchylek pružných spojek.

Soustava je buzena momentem  $M$  působící na hmotu  $I_1$  (viz obr. 39). Budící moment představuje proměnný točivý moment působící na klikovou hřídel.

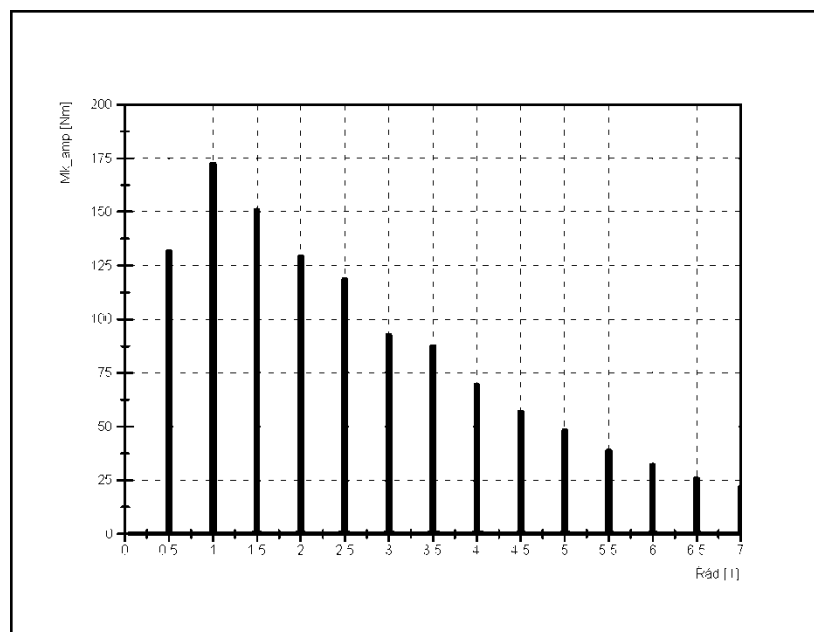


obr. 39 Torzní schéma vynuceného kmitání

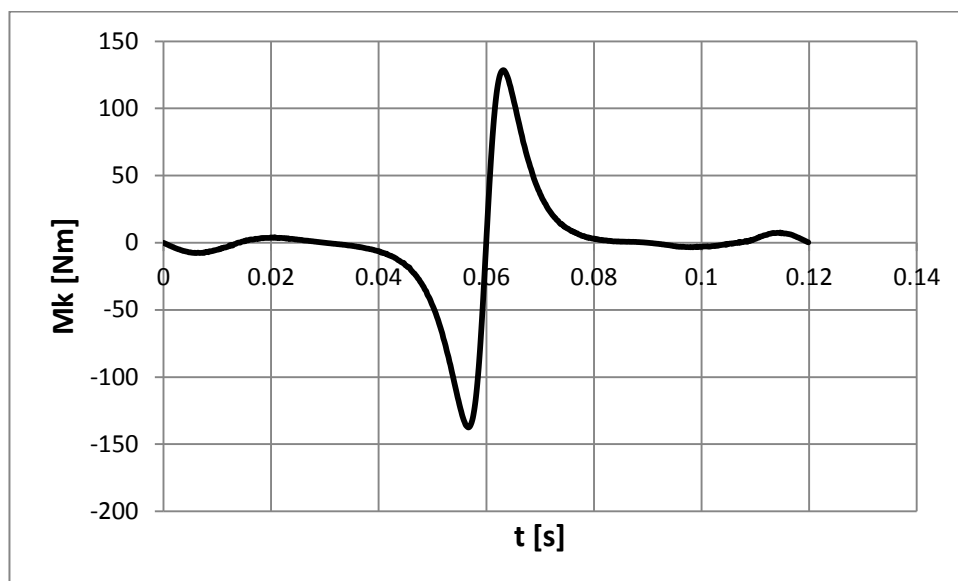
Pro výpočet vynuceného kmitání je potřeba znát velikost budícího momentu. Získaný průběh točivého momentu v čase pro plné zatížení při  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$  (obr. 40) a průběh momentu pro protáčený motor při  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  (viz obr. 42) byly pomocí Fourierovy transformace transformovány na jednotlivé harmonické složky (viz obr. 41 a obr. 43). Fourierova transformace byla provedena pomocí softwaru DIAdem.



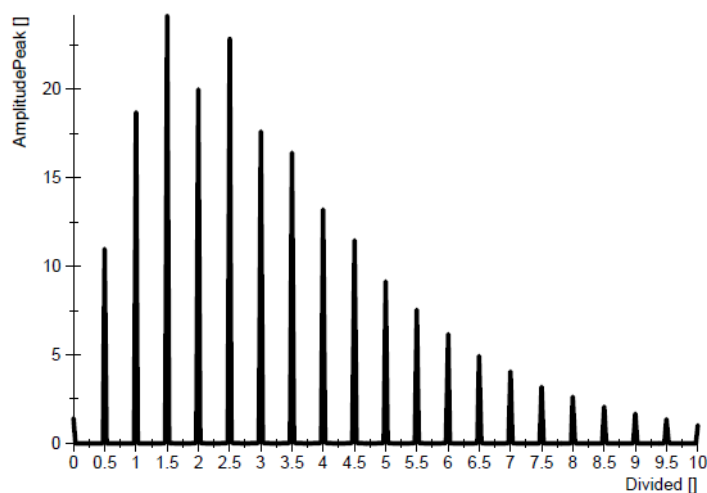
obr. 40 Průběh točivého momentu – plná zátěž



obr. 41 Harmonický rozklad – plná zátěž

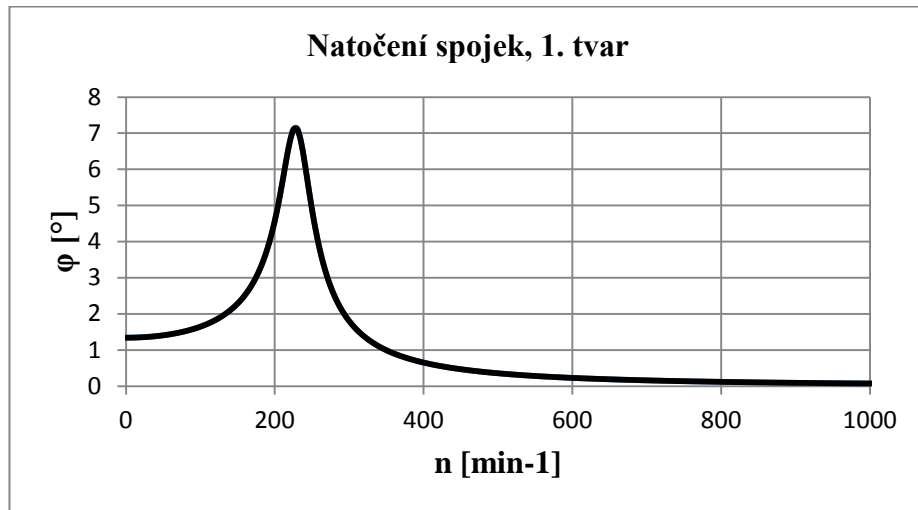


obr. 42 Průběh točivého momentu – protáčení

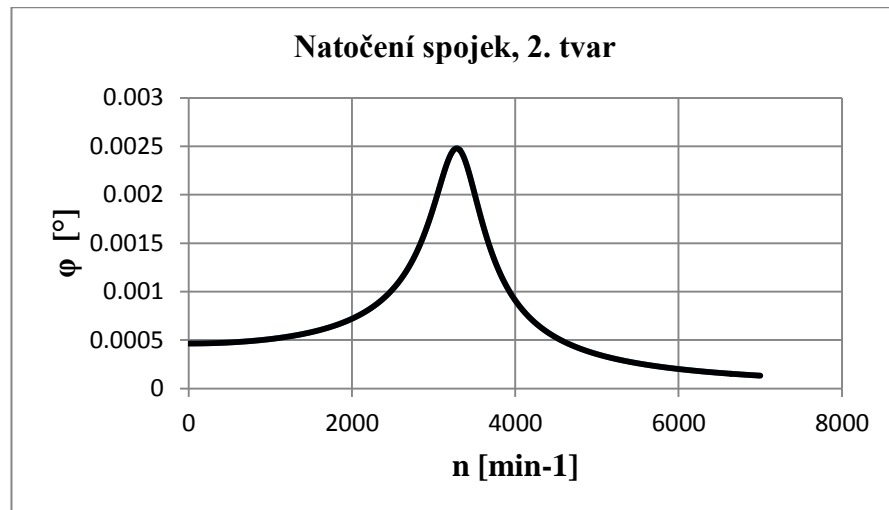


obr. 43 Harmonický rozklad - protáčení

Výpočet vynuceného kmitání pro první tvar kmitu byl proveden pro první harmonickou složku točivého momentu při protáčení  $M_{k1} = 18 Nm$ . Výpočet vynuceného kmitání pro druhý tvar kmitu byl proveden pro první harmonickou složku točivého momentu při plné zátěži  $M_{k1} = 172 Nm$ . Pomocí modální metody byly zjištěny velikosti výchylek vynuceného kmitání. Celý výpočet vynuceného kmitání je proveden v příloze Torzni\_kmitani.xlsx. Metoda modálního rozkladu je blíže popsána v literatuře [8]. Na obr. 44 vidíme natočení spojek pro první tvar kmitu a na obr. 45 vidíme natočení spojek pro druhý tvar kmitu.



obr. 44 Natočení spojek, 1. tvar

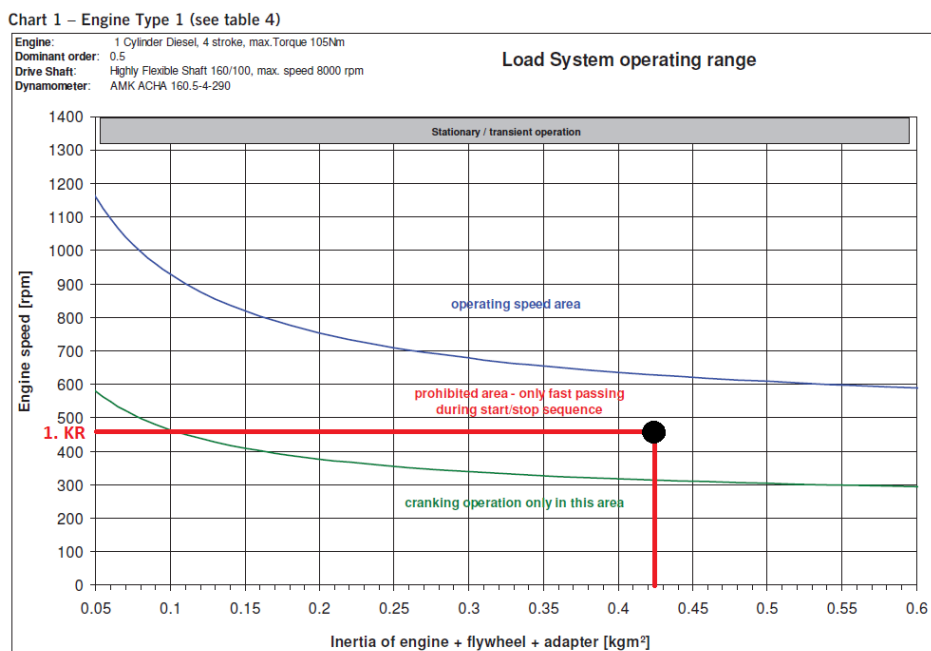


obr. 45 Natočení spojek, 2. tvar

Z velikosti natočení spojek byly získány velikosti dynamického momentu spojek. Velikost dynamického momentu spojky pro první tvar kmitu je:

$$M_{kdyn1} = \varphi_{1\max} \cdot c_{12} = 0,12 \cdot 200 = 24,9 \text{ Nm}. \quad (22)$$

Dovolený moment pro dané spojky  $T_{kw} = 16 \text{ Nm}$ . Dynamický moment je tedy vyšší než moment dovolený. Jedná se o oblast pod volnoběhem a je nutno tuto oblast překračovat pouze při startování a zastavování motoru. Setrvání v oblasti rezonance by mohlo způsobit nenávratné poškození motoru. To samé můžeme odečíst z grafu dodaným společností AVL (viz obr. 46), kde se pro první kritickou rychlost a daný moment setrvačnosti motoru nacházíme v oblasti, na které je zakázáno setrvávat.



obr. 46 Graf zakázaných oblastí užívání agregátu

Velikost dynamického momentu spojky pro druhý tvar kmitu je:

$$M_{kdyn2} = \varphi_{2max} \cdot c_{12} = 4,3 \cdot 10^{-5} \cdot 200 = 8,7 \cdot 10^{-3} Nm \quad (23)$$

Dynamický moment pro druhý tvar kmitu je tedy mnohem menší než dovolený moment  $T_{kw} = 16 Nm$ . Z výpočtů vyplývá, že natočení spojek při druhém tvaru kmitu je velmi malé a tím pádem dynamický moment je také řádově menší než dynamický moment dovolený.

Z výsledků v této kapitole plyne, že pro připojení nově navrženého motoru k dynamometru můžeme použít stávajících spojek.

### 3.3 Kontrola hlavních ložisek klikové hřídele

Uvažujeme použití původních hlavních ložisek klikové hřídele. Jelikož jsou navrhované parametry motoru odlišné od parametrů původního motoru AVL (viz tab. 14) je nutné zkontrolovat, zda jsou uvažovaná ložiska pro nové parametry vhodná.

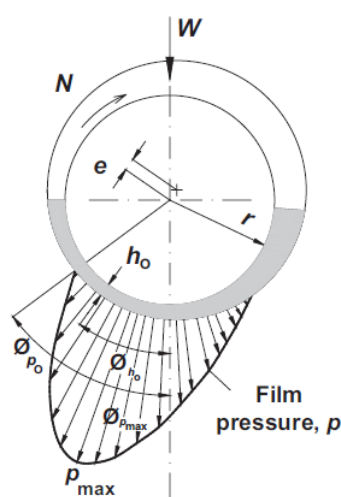
tab. 14 Srovnání vybraných parametrů motoru

	AVL	Přestavba
<b>Maximální spalovací tlak [bar]</b>	150	130
<b>Maximální otáčky [min<sup>-1</sup>]</b>	4500	6000

Pro kontrolu namáhání hydrodynamických ložisek musíme znát geometrii ložiska a hlavního čepu klikové hřídele. Dále musíme znát zatěžovací sílu ložiska. Jako zatěžovací síla byla zvolena maximální radiální reakci ložiska během jednoho cyklu motoru. U obou motorů se maximální reakce nachází několik stupňů za horní úvratí v expanzi. Pro výpočet zatěžovacích sil viz přílohu Zakladni\_vypocty.xlsx. Maximální zatěžovací síla nastává v určitých otáčkách motoru. Dále musíme znát typ použitého maziva a jeho teplotu při vstupu do ložiska. Vstupní parametry pro výpočet namáhání ložisek jsou uvedeny v tab. 15. Obecný princip funkce hydrodynamického ložiska je znázorněno na obr. 47.

tab. 15 Vstupní parametry hydrodynamického výpočtu ložisek

		AVL	Přestavba
<b>Zatěžující síla [kN]</b>	W	40.8	28.4
<b>Vnitřní průměr ložiska [mm]</b>	D	63	63
<b>Poloměr ložiska [mm]</b>	r	31.5	31.5
<b>Délka ložiska [mm]</b>	L	30	30
<b>Radiální vůle ložiska [mm]</b>	c	0.05	0.05
<b>Otáčky čepu [s<sup>-1</sup>]</b>	n	30	30
<b>Použité mazivo</b>		10W40	10W40
<b>Teplota maziva na vstupu do ložiska [°C]</b>	T <sub>1</sub>	80	80



obr. 47 Hydrodynamické ložisko

Rozložení tlaku vznikajícího v hydrodynamickém ložisku popisuje Reynoldsova parciální diferenciální rovnice. Albert A. Raimondi a John Boyd provedli v padesátých letech minulého století numerické řešení této rovnice. Ze získaných údajů sestavili grafy pro získání požadovaných hod-

not popisující chování hydrodynamického ložiska. Postup návrhu a grafy pro odečet potřebných hodnot jsou uvedeny v [9].

### Výpočet ložiska pro nové parametry

Hlavní hodnotou pro posouzení únosnosti ložiska je Sommerfeldovo číslo  $S$ . Kde kromě výše uvedených proměnných vystupuje také specifické zatížení ložiska  $p$  a dynamický viskozita oleje  $\eta$ . Specifické zatížení ložiska je:

$$p = \frac{W}{D \cdot L} = \frac{28,4 \cdot 10^3}{63 \cdot 30} = 15 \text{ MPa}. \quad (24)$$

Pro prvotní určení viskozity odhadneme nárůst teploty průchodem ložiska  $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ . Teplotu oleje při vstupu do ložiska uvažujeme  $T_1 = 80^\circ\text{C}$ . Výsledkem bude průměrná hodnota teploty v ložisku  $T_{av}$ , spočtená dle (25).

$$T_{av} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} = 80 + \frac{20}{2} = 90^\circ\text{C} \quad (25)$$

Pro danou teplotu byla odečtena z grafu hodnota viskozity pro daný olej  $\eta = 16 \text{ mPas}$ . Ze zjištěných hodnot vypočítáme dle (26) Sommerfeldovo číslo pro předběžnou hodnotu viskozity.

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot n}{p} = \left(\frac{31,5}{0,05}\right)^2 \cdot \frac{16 \cdot 10^{-3} \cdot 30}{15 \cdot 10^6} = 0,013 \quad (26)$$

Z dalších grafů byly odečteny součinitele  $\left(\frac{r}{c}\right) \cdot f$ ,  $\frac{Q}{rcnL}$ ,  $\frac{Q_s}{Q}$ . Pomocí těchto součinitelů byla získána skutečná změna teploty  $\Delta T$ , spočtená dle (27).

$$\Delta T = \frac{8,3 \cdot 10^{-6} \cdot p \cdot \left(\frac{r}{c}\right) \cdot f}{1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{Q_s}{Q}\right)} \cdot \frac{Q}{rcnL} = \frac{8,3 \cdot 10^{-6} \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 0,8}{1 - \frac{1}{2} \cdot 0,97} \cdot \frac{0,8}{5,8} = 33^\circ\text{C} \quad (27)$$

Ze zjištěných hodnot spočítáme novou průměrnou hodnotu teploty v ložisku  $T_{av}$  dle (28).

$$T_{av} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} = 80 + \frac{33}{2} = 97^\circ\text{C} \quad (28)$$

Pro novou teplotu odečteme z grafu hodnotu nové viskozity  $\eta = 13 \text{ mPas}$  a spočítáme konečné Sommerfeldovo číslo dle (29).

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot n}{p} = \left(\frac{31,5}{0,05}\right)^2 \cdot \frac{13 \cdot 10^{-3} \cdot 30}{15 \cdot 10^6} = 0,01 \quad (29)$$

Dále byl z grafu pro dané Sommerfeldovo číslo odečten součinitel  $\frac{h_0}{c} = 0,05$ . Pomocí tohoto součinitele vypočteme minimální tloušťku mazací vrstvy  $h_0$  dle (30).



$$h_0 = \frac{h_0}{c} \cdot c = 0,05 \cdot 0,05 = 0,0025 \text{ mm} \quad (30)$$

Analogicky byl proveden výpočet pro původní parametry motoru AVL. Výsledky jsou uvedeny v tab. 16.

tab. 16 Výsledky kontroly hlavních ložisek

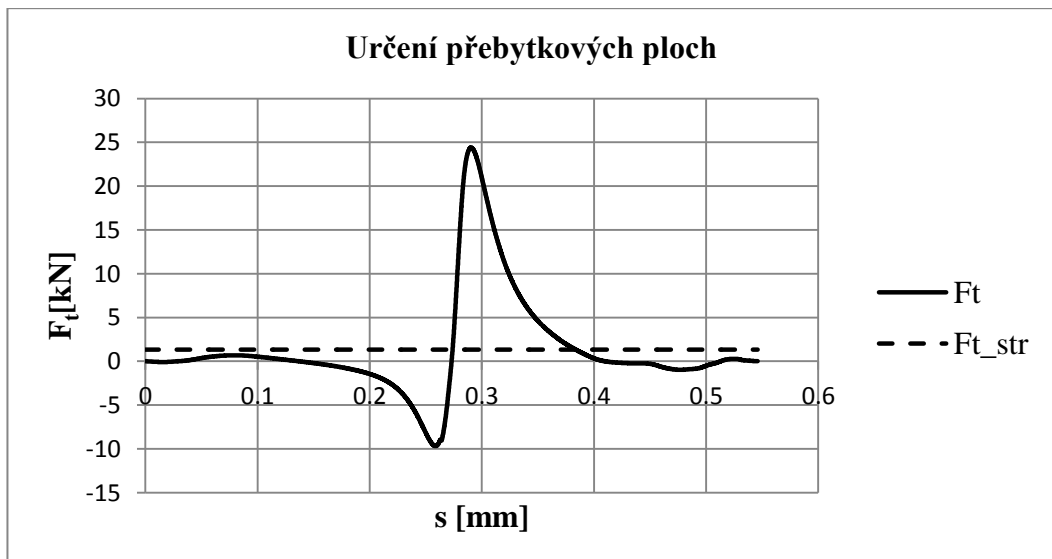
		AVL	Přestavba
<b>Sommerfeldovo číslo [1]</b>	S	0.007	0.01
<b>Minimální tloušťka mazací vrstvy [mm]</b>	$h_0$	0.002	0.0025

Sommerfeldovo číslo charakterizující zatížení ložiska vychází pro navrhované parametry vyšší, což odpovídá nižšímu namáhání. Tloušťka mazací vrstvy vychází pro navrhované parametry větší což je z hlediska zachování kapalinného tření v ložisku výhodná změna.

Z výsledků vyplývá, že pro přestavovaný motor s novými parametry originální ložiska AVL vyhovují.

### 3.4 Kontrola setrvačnicku

U jednoválcového motoru vzniká značná nerovnoměrnost chodu. Vysoká nerovnoměrnost chodu motoru způsobuje neklidný chod a nižší životnost motoru. Proto je vhodné zkontrolovat, zda při změněných zatěžovacích podmínkách motoru nebude nerovnoměrnost chodu vysoká. Pro kontrolu byla zvolena metoda určení přebytečných ploch. Metoda je podrobně popsána v [10]. Výpočet v programu Microsoft Excel je k práci přiložen (viz Setrvacnik\_kontrola.xlsx). Metoda spočívá ve vynesení závislosti tečné síly působící na ojnicním čepu na dráze (viz obr. 48).



obr. 48 Závislost tečné síly na ojnicním čepu na dráze

Plochy v diagramu ležící nad čarou střední tečné síly představují přebytkovou práci. Plochy ležící pod čarou představují chybějící práci. Největší přebytek práce  $A_{max} = 974 \mu J$ . Z hodnoty největšího přebytku práce určíme nerovnoměrnost chodu motoru  $\delta_s$ . Výpočet nerovnoměrnosti chodu motoru volíme pro střední úhlovou rychlost  $\omega_s = 188,5 \text{ s}^{-1}$ . Tato úhlová rychlost odpovídá otáčkám  $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ . Do výpočtu se dosazuje hodnota momentu setrvačnosti motoru  $J_m = 0,4235$ . Nerovnoměrnost chodu motoru je tedy:

$$\delta_s = \frac{A_{max} \cdot g}{J_m \cdot \omega_s} = \frac{974 \cdot 10^{-6} \cdot 9,81}{0,4235 \cdot 188,5} = 0,00012. \quad (31)$$

Velikost přípustné nerovnoměrnosti chodu motoru, dle [10] je:

$$\delta_{sD} = 0,00333 \quad (32)$$

$$\delta_s < \delta_{sD} \quad (33)$$

Nerovnoměrnost chodu navrženého motoru je nižší než nerovnoměrnost chodu dovolená. Hmotnost setrvačnicku je tedy dostatečná.

### 3.5 Kontrola velikosti kompresního poměru

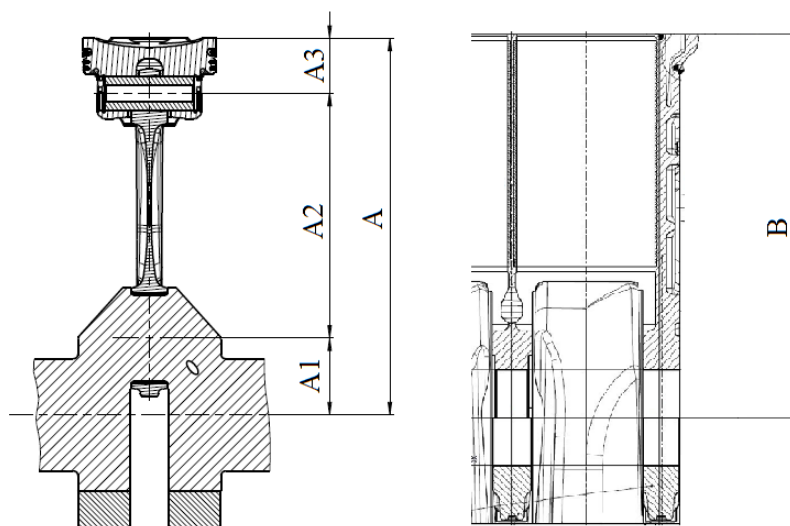
Pro správnou funkci navrhovaného motoru je nutné zvolit vhodný kompresní poměr. Velikost kompresního poměru  $\epsilon$  je závislá na velikosti celkového kompresního objemu  $V_{kc}$  a zdvihového objemu  $V_z$ . Celkový kompresní poměr se skládá z velikosti kompresního objemu v hlavě  $V_{kh}$  a z velikosti kompresního objemu v pístu  $V_{kp}$ . Velikost kompresního poměru se vypočte pomocí vztahu (34).

$$\epsilon = \frac{V_{kc} + V_z}{V_z} = \frac{V_{kh} + V_{kp} + V_z}{V_z} \quad (34)$$

Kompresní poměr referenčního motoru 1,5 MPI i motoru 1,5 TSI má stejnou velikost, a to  $\epsilon = 10,5:1$ . Tento kompresní poměr tedy uvažujeme při návrhu motoru. Geometrie hlavy byla navržena identická s hlavou 1,5 MPI a poté byla dále upravována. Geometrie pístu byla navržena identická s pístem 1,5 TSI a poté byla také lehce upravena. Zdvihový objem navrhovaného motoru zůstal oproti referenčnímu motoru nezměněn. Pro motor s nově navrženými komponentami je tedy potřeba zjistit velikost celkového kompresního objemu. Z velikosti kompresního objemu je poté nutné vypočítat velikost kompresního poměru a zkontrolovat, zda se nacházíme v toleranci požadovaného kompresního poměru.

Velikost kompresního objemu v pístu je  $V_{kp} = 10,4 \text{ cm}^3$ . Jelikož hlava v současnosti stále podléhá vývoji, nebyla pro tento výpočet zatím dodána přesná hodnota kompresního objemu v hlavě. Velikost kompresního poměru motoru tedy zatím nezískáme. Můžeme však zjistit hodnoty, které pro budoucí výpočet kompresního poměru budou potřeba. K velikosti kompresního objemu v pístu zjistíme jeho toleranci, způsobenou výrobními tolerancemi geometrie dna pístu a tolerancemi rozměrového obvodu komponent klikového mechanismu.

Pro navrženou geometrii dna pístu byla zjištěna výrobní tolerance kompresního objemu. Dále byl vypočten rozměrový obvod vzdálenosti osy klikové hřídele ke koruně pístu (poloměr hřídele - délka ojnice - kompresní výška pístu; viz obr. 49, rozměr A). Poté byl zjištěn rozměr s tolerancí od osy hlavních ložisek k dělicí rovině bloku (viz obr. 49, rozměr B).



obr. 49 Rozměry klikového mechanismu a bloku válce

Ze zjištěných hodnot byl vypočítán maximální doběh a přeběh pístu. Výpočtem byla zjištěna tolerance kompresního objemu v pístu způsobená výrobními tolerancemi komponentů klikového mechanismu. Velikosti původního kompresního objemu  $V_{kp\_orig}$  a navrhovaného kompresního objemu  $V_{kp}$  s vypočtenou tolerancí jsou uvedeny v tab. 17.

tab. 17 Kompresní objem v pístu s tolerancí

<b>Kompresní objem původního pístu [cm<sup>3</sup>]</b>	$V_{kp\_orig}$	10,36±1,04
<b>Kompresní objem upraveného pístu [cm<sup>3</sup>]</b>	$V_{kp}$	10,66±1,04

Výpočty byly provedeny pomocí programu Microsoft Excel. Jelikož je však výpočet založen na utajovaných informacích společnosti Škoda Auto a.s., není k práci přiložen.

## 4 ZÁVĚR

Práce se zabývala úpravou klikového mechanismu experimentálního jednoválcového motoru AVL 5402, nacházejícího se ve výzkumném ústavu spalovacích motorů v Roztokách u Prahy. Tato práce je součástí většího projektu kompletní přestavby tohoto motoru ze vznětového na zážehový.

V úvodu byla popsána konstrukce motoru AVL 5402. Byly představeny parametry současného motoru AVL 5402 a navrhované parametry nového motoru. Základní geometrické parametry navrhovaného motoru jsou zvoleny totožné se sériovým zážehovým motorem řady EA211 společnosti Škoda Auto a.s. Byly představeny dvě varianty přestavby motoru lišící se komplexností a cenou. Pro zvolenou variantu bylo navrženo konstrukční řešení jednotlivých dílů klikového mechanismu. Bylo přepočítáno vyvážení klikového hřídele a posuvných hmot 1. řádu a byl upraven návrh vývažků. Pro nově navržené a pro upravené díly byly vytvořeny 3D CAD modely pomocí softwaru Creo Parametric 2.0. Kliková hřídel byla podrobena výpočtu statické bezpečnosti. Dále byly provedeny kontrolní výpočty několika dalších dílů klikového mechanismu. Z navržených modelů byla vytvořena výrobní výkresová dokumentace, která je k práci přiložena. Cíle práce tedy byly splněny.

Navržené součásti se následně zadají do výroby. Řešitelé pracovního týmu, zabývající se návrhem přestavby ostatních konstrukčních skupin motoru AVL 5402 (blok válce, hlava válce, víko hlavy válce, pohon rozvodů) už buď dokončili, či v blízké době budou dokončovat své návrhy. Po dokončení návrhu všech přestavovaných dílů motoru a následné výrobě těchto dílů se motor AVL 5402 přestaví. ČVUT tak bude moci provádět experimentální měření na zážehovém jednoválcovém zkušebním motoru. Na tomto motoru bude měřeno pokročilé spalování, spalování alternativních paliv, kombinace přímého a nepřímého vstřikování paliva, přeplňování vysokým tlakem, vypínání jednotlivých ventilů, různé časování ventilů atd.

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] OICA. [Online]. Available: <http://www.oica.net/category/sales-statistics/sales-statistics-2005-2015/>. [Přístup získán 9 11 2016].
- [2] J. Cobb, „HybridCars,“ 18 1 2016. [Online]. Available: <http://www.hybridcars.com/top-six-plug-in-vehicle-adopting-countries-2015/>. [Přístup získán 9 11 2016].
- [3] VVA, „Jan Macek: je doba přepřínování,“ 15 12 2016. [Online]. Available: <http://www.vvautomotive.cz/jan-macek-je-doba-preplnovani/>. [Přístup získán 19 12 2016].
- [4] AVL, *TU Praha Research Engine 5402*, Graz: AVL, 2012.
- [5] H. Filip, *Úprava vyvážení experimentálního jednoválce*, 2014.
- [6] C. Ing. Jaroslav Rauscher, *ROČNÍKOVÝ PROJEKT*, Brno: VUT, 1996.
- [7] AVL, „AVL Drive Shaft Operating Instruction,“ 2012.
- [8] V. Zoul, *Vibrace\_PS-06.ppt*, 2010.
- [9] P. R. N. Childs, *Mechanical design engineering handbook*, 2014.
- [10] Kolektiv VÚNM a ČKD, *Naftové motory čtyřdobé I.díl*, Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

obr. 1 Motor AVL [4] .....	8
obr. 2 Schéma motoru AVL [4] .....	9
obr. 3 Schéma soustrojí.....	10
obr. 4 První varianta přestavby zkušebního motoru [4].....	12
obr. 5 Druhá varianta přestavby zkušebního motoru [4] .....	13
obr. 6 První studie klikové hřídele.....	13
obr. 7 Klikový mechanismus .....	15
obr. 8 Indikátorový diagram 130 bar .....	16
obr. 9 Kliková hřídel.....	16
obr. 10 Pístní skupina 1,5 TSI EVO .....	17
obr. 11 Zdvihové křivky 1,5 MPI .....	18
obr. 12 Zdvihové křivky .....	19
obr. 13 Kontrola - sací ventil, 7° KH za HÚ.....	20
obr. 14 Kontrola - výfukový ventil, 6,5° KH před HÚ.....	20
obr. 15 Navržené časování.....	21
obr. 16 Diagram časování .....	22
obr. 17 Základní rozměry sestavy motoru .....	23
obr. 18 Sestava na volném konci klikové hřídele .....	24
obr. 19 Řemenice pro pohon vyvažovacích hřídelí .....	24
obr. 20 Původní (vlevo) a upravená (vpravo) řemenice pro pohon rozvodů.....	25
obr. 21 Šestihran .....	25
obr. 22 Silové účinky na sestavě volného konce hřídele .....	26
obr. 23 Schéma pohonu vyvažovacích hřídelí .....	27
obr. 24 Vývažky setrvačných sil motoru AVL [4] .....	30
obr. 25 Indikátorový diagram 130 barů .....	31
obr. 26 Síly působící na pístní čep .....	32
obr. 27 Rozklad sil v klikovém mechanismu [6].....	33
obr. 28 Kritická místa klikové hřídele .....	33
obr. 29 Zatížení hlavního čepu .....	34
obr. 30 Zatížení ojnicního čepu .....	35
obr. 31 Zatížení ramene .....	35
obr. 32 Zatížení klikové hřídele v jednotlivých kritických místech .....	36
obr. 33 Síť elementů .....	37

obr. 34 Zatížení ojnicního čepu .....	38
obr. 35 Výsledky kontroly ojnicního čepu pomocí MKP .....	38
obr. 36 Pružné spojky [7].....	39
obr. 37 Torzní schéma volného kmitání .....	40
obr. 38 Campbellův diagram .....	42
obr. 39 Torzní schéma vynuceného kmitání .....	42
obr. 40 Průběh točivého momentu – plná zátěž.....	43
obr. 41 Harmonický rozklad – plná zátěž.....	43
obr. 42 Průběh točivého momentu – protáčení .....	44
obr. 43 Harmonický rozklad - protáčení .....	44
obr. 44 Natočení spojek, 1. tvar .....	45
obr. 45 Natočení spojek, 2. tvar .....	45
obr. 46 Graf zakázaných oblastí užívání agregátu .....	46
obr. 47 Hydrodynamické ložisko .....	47
obr. 48 Závislost tečné síly na ojnicním čepu na dráze .....	50
obr. 49 Rozměry klikového mechanismu a bloku válce .....	51

**SEZNAM TABULEK**

tab. 1 Parametry motoru AVL 5402 .....	9
tab. 2 Porovnání parametrů původního a navrhovaného motoru.....	11
tab. 3 Parametry časování pro zdvih ventilu 1 mm.....	22
tab. 4 Změna kompresního objemu v pístu.....	22
tab. 5 Mechanické vlastnosti materiálu.....	32
tab. 6 Výsledky statického namáhání hlavního čepu.....	34
tab. 7 Výsledky statického namáhání ojničního čepu.....	35
tab. 8 Výsledky statického namáhání ramene.....	36
tab. 9 Výsledky statického namáhání analyticky.....	37
tab. 10 Momenty setrvačnosti jednotlivých hmot.....	40
tab. 11 Tuhosti pružných spojek .....	40
tab. 12 Vlastní frekvence soustavy .....	41
tab. 13 Poměrné výchylky soustavy .....	41
tab. 14 Srovnání vybraných parametrů motoru .....	46
tab. 15 Vstupní parametry hydrodynamického výpočtu ložisek.....	47
tab. 16 Výsledky kontroly hlavních ložisek.....	49
tab. 17 Kompresní objem v pístu s tolerancí .....	51



## SEZNAM PŘÍLOH

### CAD dokumentace

- |                       |                             |                              |
|-----------------------|-----------------------------|------------------------------|
| • Klikový mechanismus | (tisk, *.pdf, *.igs)        | č. v. 01m_1_1_klik_mech      |
| • Kliková hřídel      | (tisk, *.pdf, *.igs)        | č. v. 1_1_1_klik_hridel      |
| • Šestihran           | (tisk, *.pdf, *.prt, *.drw) | č. v. 1_1_1_sestihran        |
| • Rozpěrná trubka     | (tisk, *.pdf, *.prt, *.drw) | č. v. 1_1_1_rozp_trubka      |
| • Vývažky rotační     | (tisk, *.pdf, *.prt, *.drw) | č. v. 1_1_1_vyvazky_rot      |
| • Vývažky posuvné     | (tisk, *.pdf, *.prt, *.drw) | č. v. 2_1_1_balancer         |
| • Šroub M14           | (tisk, *.pdf, *.prt, *.drw) | č. v. 1_1_1_sroub_klika_m14  |
| • Píst                | (tisk, *.pdf, *.igs)        | č. v. 1_1_1_pist             |
| • Řemenice rozvody    | (tisk, *.pdf, *.igs)        | č. v. 1_1_1_remenice_rozvody |
| • Setrvačnick         | (*.prt)                     |                              |
| • Řemenice vyvažování | (*.prt)                     |                              |
| • Kusovník            |                             |                              |

### Výpočty

- Zakladni\_vypocty.xlsx
- Torzni\_kmitani.xlsx
- Setrvacnik\_kontrola.xlsx
- Casovani\_kontrola.xlsx
- Utahovaci\_moment.xlsx
- Abaqus.cae
- Volne\_kmitani.m