

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYŠETŘENÍ DYNAMICKÉHO NAMÁHÁNÍ VENTILOVÉHO ROZVODU OHV

CALCULATION OF OHV-VALVE GEAR DYNAMIC STRESS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

TOMÁŠ OPLUŠTIL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV RAUSCHER, CSc.

BRNO 2008

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá vyšetřením dynamického namáhání ventilového rozvodu OHV pro čtyřventilovou hlavu vznětového motoru Zetor 1505 – 90 kW. Výpočet je proveden analyticky v matematickém softwaru MathCad a v MBS softwaru ADAMS/Engine 2005. Rovněž je v této diplomové práci z výsledků výpočtů MBS provedena analýza napjatosti ventilového vahadla metodou konečných prvků (MKP) v programu ANSYS 10.

Klíčová slova: ventilový rozvod, dynamika ventilového rozvodu, Adams, Ansys, vahadlo

Abstract

This diploma thesis deals with investigation of dynamic straining valve OHV for four-valve head diesel engine Zetor 1505 – 90 kW. The calculation is performed analytically in mathematic software MathCad and MBS software ADAMS/Engine 2005. Also in this diploma thesis is from results obtained from MBS system performed stressed analysis valve_rocker arm gear divorce method final elements (FEM) in program ANSYS 10.

Key words: Valve Train, dynamics of Valve Train, Adams, Ansys, Rocker arm

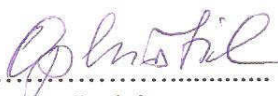
Bibliografická citace:

Opluštil, T. *Vyšetření dynamického namáhání ventilového rozvodu OHV*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 107 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Rauscher CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Jaroslava Rauschera CSc. s využitím odborné literatury a odborných konzultací.

V Brně dne 20. 5. 2008


.....
Podpis

Poděkování

Tímto děkuji za cenné rady a vedení při řešení diplomové práce vedoucímu mé diplomové práce Ing. Jaroslavu Rauscherovi, CSc. , Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. a zadavateli diplomové práce Ing. Davidu Kobskému z Vývojového ústavu traktorů, a.s. Rovněž mé děkuji, patří rodičům a přítelkyni za podporu a trpělivost nejen při tvorbě diplomové práce, ale i během celého studia.

OBSAH

Úvod	12
1 Charakteristika problematiky ventilových rozvodů	13
1.1.1 Rozdělení mechanických ventilových rozvodů dle jejich anatomie	13
1.1.1.1 Ventilový rozvod OHV - (<i>Over Head Valves</i>)	14
1.1.1.2 Ventilový rozvod SV - (<i>Side Valves</i>)	15
1.1.1.3 Ventilový rozvod OHC - (<i>Over Head Camshaft</i>)	15
1.1.1.4 Ventilový rozvod DOHC - (<i>Double Over Head Camshaft</i>)	16
1.1.1.5 Ventilový rozvod IOE – (<i>Inlet Over Exhaust</i>)	17
1.1.1.6 Ventilový rozvod CIH - (<i>Camshaft in Head</i>)	17
1.1.1.7 Ventilový rozvod desmodronický	18
1.1.2 Víceventilové rozvody	19
1.1.3 Hlavní části ventilových rozvodů	20
1.1.3.1 Ventilová sedla	20
1.1.3.2 Ventily	20
1.1.3.3 Ventily chlazené sodíkem	24
1.1.3.4 Vodítka a vedení ventilů	25
1.1.3.5 Ventilové pružiny	25
1.1.3.6 Ventilová vůle	27
1.1.3.7 Vahadla ventilů	28
1.1.3.8 Rozvodové zvedací tyčky	29
1.1.3.9 Ventilová zdvihátka	29
1.1.3.10 Hydraulická zdvihátka a opěrky	30
1.1.3.11 Vačka a vačkový hřídel	31
1.1.4. Časování ventilového rozvodu	34
2 Sestavení 3D modelu sestavy ventilového rozvodu OHV v CAD Softwaru Pro-Engineer	35
3 Analytické řešení dynamických reakcí	36
3.1 Výpočet kinematických veličin ventilového zdvihátka	36
3.1.1 Průběh zdvihu ventilového zdvihátka	36
3.1.2 Průběh rychlosti ventilového zdvihátka	37
3.1.3 Průběh zrychlení ventilového zdvihátka	37

3.2 Výpočet kinematických veličin sacího ventilu	38
3.2.1 Průběh zdvihu sacího ventilu	38
3.2.2 Průběh rychlosti sacího ventilu	38
3.2.3 Průběh zrychlení sacího ventilu	38
3.3 Výpočet kinematických veličin výfukového ventilu	39
3.3.1 Průběh zdvihu výfukového ventilu	39
3.3.2 Průběh rychlosti výfukového ventilu	39
3.3.3 Průběh zrychlení výfukového ventilu	39
3.4 Dynamické namáhání ventilového rozvodu	40
3.4.1 Výpočet sil působících v sací sekci rozvodu	40
3.4.1.1 Setrvačná síla působící v ose jednoho sacího ventilu	41
3.4.1.2 Síly působící mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu	42
3.4.2 Výpočet sil působících ve výfukové sekci rozvodu	43
3.4.2.1 Setrvačná síla působící v ose jednoho výfukového ventilu	44
3.4.2.2 Síly působící mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu	45
3.5 Kontrolní pevnostní výpočet ventilové pružiny	45
3.6 Síly působící mezi vahadlem a můstkem sací sekce rozvodu	46
3.6.1 Síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu	46
3.6.2 Setrvačná síla působící na rameno vahadla sací sekce na straně ventilů	47
3.6.3 Síla mezi vahadlem a můstkem sací sekce rozvodu	47
3.7 Síly působící mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce rozvodu	47
3.7.1 Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu	47
3.7.2 Setrvačná síla působící na rameno vahadla výfukové sekce na straně ventilů	48
3.7.3 Síla mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce rozvodu	48
4 Vytvoření modelu ventilového rozvodu OHV v prostředí MBS	49
4.1 Multi Body Systém MSC. Adams 2005	49
4.2 Modul Adams/Engine	49
4.2.1 Hierarchie Adams/Engine	49
4.2.2 Názvosloví programu ADAMS	50
4.3 Vytvoření ventilového rozvodu OHV s plochým zdvihátkem v Adams/Engine	51
4.3.1 Vytvoření základních částí modelu	52
4.3.1.1 Vytvoření vačky (Cam)	53
4.3.1.2 Vytvoření zdvihátka (Tappet)	53
4.3.1.3 Vytvoření zvedací tyčky (Pushrod)	54

4.3.1.4 Vytvoření ventilů (Valve)	55
4.3.1.5 Vytvoření podložky ventilové pružiny (Plate_bottom)	56
4.3.1.6 Vytvoření misky ventilové pružiny (Plate_top)	56
4.3.1.7 Vytvoření ventilové pružiny (Valve spring)	57
4.3.1.8 Vytvoření ventilového můstku (Crosshead)	58
4.3.1.9 Vytvoření ventilového vahadla (Rocker Arm)	59
4.3.1.10 Vytvoření síly od tlaku plynů (Gas Force)	60
4.3.2 Parametrizace šablony	60
4.3.3 Vytvoření a definice kontaktů	61
4.4 ADAMS/Engine Standart interface	65
5 Analýza výsledků a porovnání analytického řešení výpočtu a výpočtu modelu MBS programem MSC. ADAMS/ENGINE	66
5.1 Analýza výsledků a porovnání kinematických veličin	66
5.2 Porovnání sil působících v sací sekci rozvodu	67
5.3 Porovnání sil působících ve výfukové sekci rozvodu	68
5.4 Zhodnocení výsledků a porovnání analytického řešení výpočtu a výpočtu v MBS	70
6 Aplikace složitějšího výpočtového modelu v MBS Adams/ENGINE	70
6.1 Úvaha aplikace modelu ventilové pružiny	70
6.1.1 Analýza stlačení ventilové pružiny (Displacement Analys Multimass)	71
6.1.2 Analýza s tuhými tělesy a vícehmotou pružinou bez síly od tlaku plynů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	72
6.1.3 Analýza s tuhými tělesy a vícehmotou pružinou bez síly od tlaku plynů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ a otáčky motoru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	74
6.2 Úvaha působení síly od tlaku plynů (Gas Force)	77
6.2.1 Analýza s tuhými tělesy a Multi-mass pružinou a silou od tlaku plynů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	77
6.3 Úvaha pružné deformace ventilového rozvodu	79
6.3.1 Analýza s použitím zvedací tyčky (Flexible Rod) a silou od tlaku plynů (Gas Force) pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	79
6.3.1.2 Zjištění průběhu sil mezi vahadlem a zvedací tyčkou Flexible Rod pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	84
6.3.2 Analýza kolize závitů ventilové pružiny pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$	86

6.4 Zkompletování ventilového rozvodu OHV pro čtyřventilovou hlavu čtyřválcového motoru	87
7 Výpočet napjatosti ventilového vahadla v MKP programu ANSYS 10	90
7.1 Příprava modelu výfukového vahadla rozvodu k výpočtu v programu ANSYS 10	90
7.2 Náhrada čepu vahadla a kulového kloubu šroubu ramena vahadla	90
7.3 Vytvoření objemové sítě celého vahadla	91
7.4 Stanovení okrajových podmínek	91
7.5 Výpočet jednotlivých zátěžných stavů výfukového vahadla	92
7.6 Výsledky výpočtů zátěžných stavů výfukového vahadla	93
7.7 Zhodnocení výsledků výpočtu napjatosti výfukového vahadla	98
8 Závěr	99
Seznam použitých zdrojů	101
Seznam použitých zkratk a symbolů	103
Seznam příloh	107

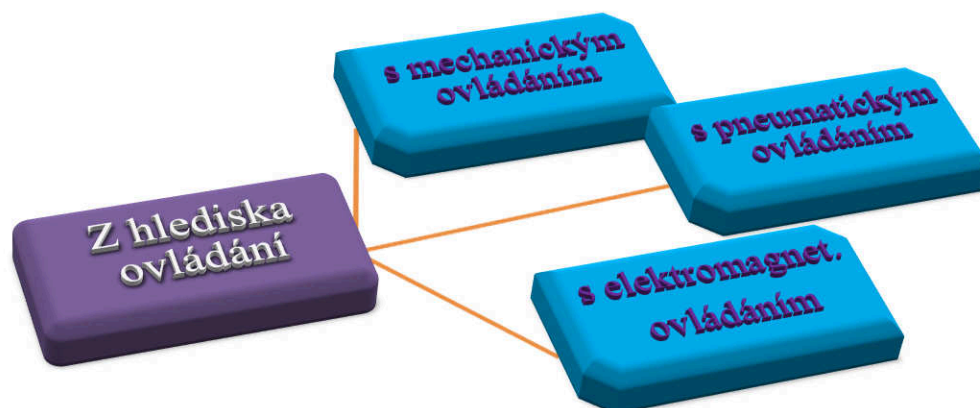
Úvod

U spalovacích motorů je v dnešní době nesdílnou součástí motoru ventilový rozvod, jehož účelem je nejen řídit plnění válců čerstvou směsí u zážehových motorů nebo plnění vzduchem u motorů vznětových, ale i ovládat odvod spálené směsi z válců, utěsnit spalovací prostor a zabezpečovat bezporuchový provoz. A to vše splnit s požadavkem co nejmenší hlučnosti i přes značné tepelné a mechanické namáhání.

Jelikož, jsou stále vyšší nároky na výkonové parametry spalovacích motorů za současného snížení škodlivých emisi, hluku a ekonomických parametrů nelze zůstat u tradičních metod výpočtů a konstrukce, ale je třeba jít moderními vývojovými trendy v inženýrství. Jsou to především modely a návrhy v CAD systémech a výpočty MKP (FEM) a MBS, které umožňují rychlejší a detailnější analýzy s menší náročností na čas a finančními náklady, souvisejícími s vývojem a testováním fyzického modelu.

V této diplomové práci je využito všech tří softwarů CAD, MKP, MBS k analýze dynamického namáhání ventilového rozvodu OHV pro čtyřventilovou hlavu vznětového motoru Zetor 1505 – 90 kW.

1. Charakteristika problematiky ventilových rozvodů

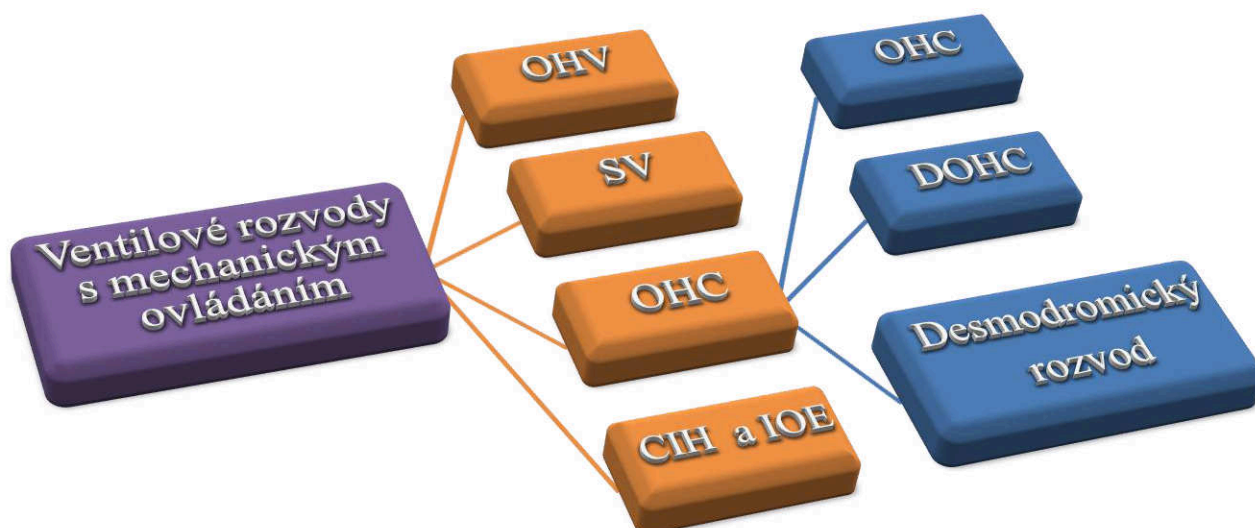


Obr. 1 Druhy ventilových rozvodů z hlediska ovládání

1.1.1 Rozdělení mechanických ventilových rozvodů dle jejich anatomie

Ventilový rozvod je poháněn přes dvouřadý válečkový řetěz, ozubený řemen nebo čelní ozubené soukolí vačkovým hřídelem od klikového hřídele. Vačkový hřídel má poloviční otáčky oproti klikovému hřídeli a sací a výfukový ventil vykonají jeden zdvih za dvě otáčky klikového hřídele. Vačky na vačkovém hřídeli otevírají pomocí dalších částí rozvodu (např. zdvihátek, vahadel atd.) sací a výfukové ventily proti síle ventilových pružin. Vlivem působení ventilových pružin pak dochází k uzavírání ventilů. Slouží-li k uzavírání ventilů vačkový hřídel namísto ventilových pružin, jedná se o rozvod desmodromický.

Dle anatomie rozvodu rozeznáváme rozvody dle Obr.2



Obr. 2 Ventilové rozvody s mechanickým ovládáním

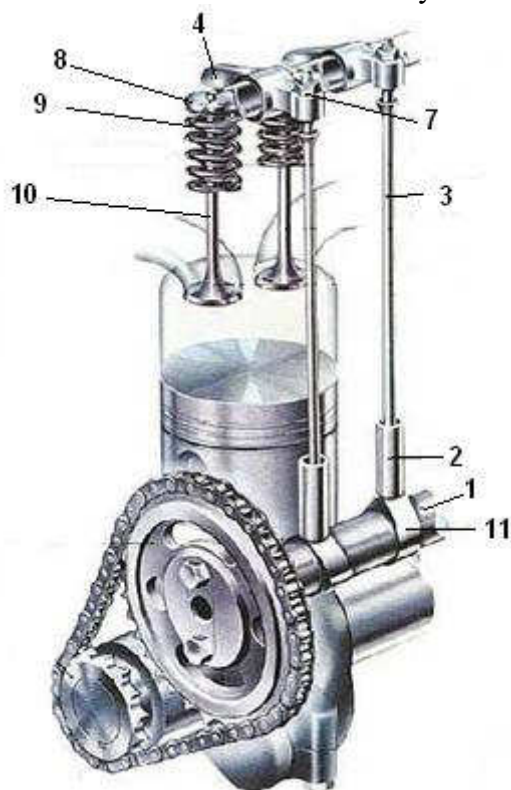
1.1.1.1 Ventilový rozvod OHV - (Over Head Valves)

Ventilový rozvod OHV má poměrně jednoduchou konstrukci. Charakteristické pro tento rozvod je, že vačkový hřídel je umístěn v klikové skříni motoru (nebo blízko vrchní hrany bloku válců), přičemž ventily jsou umístěny v hlavě válců motoru. Ventily jsou umístěny shora v hlavě válců, obvykle v jedné řadě. Toto uspořádání je výhodné, protože umožňuje vytvořit snadno kvalitní spalovací prostor. Od vačkového hřídele se ventily ovládají ventilovými zdvihátky a rozvodovými tyčkami, které vedou blokem válců do hlavy, kde přes vahadla ovládají ventily. Vahadla jsou otočně uložena na čepu vahadel.

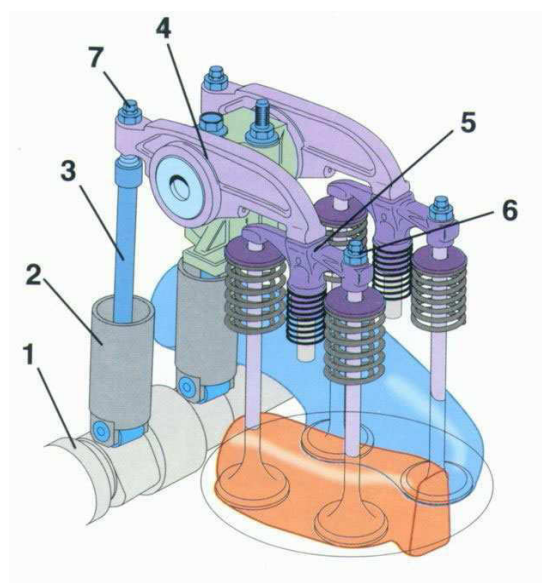
OHV rozvod umožňuje oproti SV rozvodu dosažení vyššího kompresního poměru, lepší plnění válce. U dvou ventilových hlav se používají spalovací prostory klínovité a u čtyř ventilových půlkulové nebo střešovité.

Vzhledem k menšímu povrchu spalovacího prostoru v průběhu hoření, je vyšší tepelná účinnost procesu a tedy i nižší spotřeba paliva. Nevýhodou ventilového rozvodu OHV je velký počet součástí a jejich hmotnost. Díky tomu se snižuje tuhost rozvodu a zvyšuje jeho hlučnost. Při vysokých otáčkách motoru (nad 8000 min^{-1}) dochází vlivem setrvačných sil k odskakování zdvihátek od vačky a tím i ke změně časování rozvodu a zdvihu ventilů. To vede samozřejmě ke zhoršení výkonových i ekonomických parametrů motoru. Dojde-li k překročení otáček motoru, než jsou otáčky maximální povolené, může dojít ke kontaktu pístu s výfukovým ventilem zavírajícím se na konci výfukového zdvihu a tím k poruše motoru.

Proto má rozvod OHV silnější pružinu jak rozvod OHC a prověřuje se na kmitání rozvodového ústrojí, aby se nenarušil pohyb ventilů a nevznikly nepravidelnosti v nastaveném časování. Příklad čtyřventilového rozvodu OHV je na (obr 4):



Obr.3 Dvouventilový OHV rozvod [6]



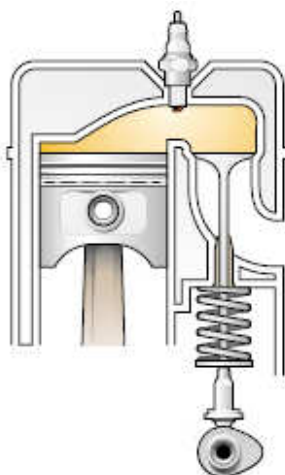
Obr.4 Čtyřventilový OHV rozvod [20]

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

1.1.1.2 Ventilový rozvod SV - (*Side Valves*)

Jedná se o rozvod s ventily umístěnými na jedné straně v bloku válce, také nazývaný jako rozvod s postranními ventily.

Tento rozvod má jednoduchou konstrukci a pro malý počet částí a jejich rozměry disponuje vysokou tuhostí a malou hmotností. Nevýhodou tohoto rozvodu je malý kompresní poměr a to maximálně 7,5. Motory pak mají malou plnicí účinnost, protože nasávaná směs či vzduch musí změnit svůj směr proudění téměř o 180°. Nízký kompresní poměr i velký odvod tepla zhoršují tepelnou účinnost spalování. Proto je spotřeba paliva u těchto motorů vysoká a tento druh ventilového rozvodu se dnes již nepoužívá.



Obr.5 Ventilový rozvod SV [9]

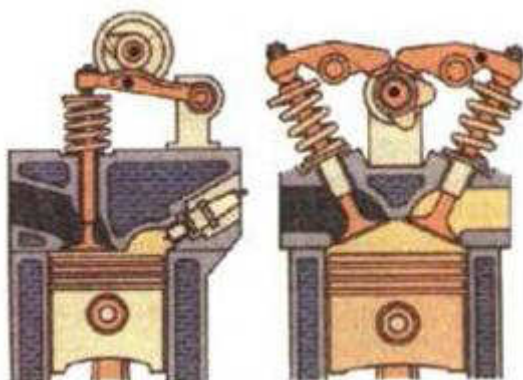
1.1.1.3 Ventilový rozvod OHC - (*Over Head Camshaft*)

Mnohdy je OHC rozvod označován i jako SOHC (Simple OHC) u víceventilových rozvodů z důvodu zdůraznění použití jednoho vačkového hřídele pro jednu řadu válců. Takže jedna vačková hřídel ovládá sací i výfukové ventily.

Charakteristickým znakem tohoto rozvodu je umístění (jednoho) vačkového hřídele i ventilů v hlavě válců motoru. Je to nejpoužívanější rozvod u motorů osobních automobilů (obr.6). Vačková hřídel se nachází na hlavě motoru buď nad ventily, které ovládá rozvodovými pákami nebo pomocí vahadel, nebo přímo přes hrníčková zdvihátka (obr.7).

Výhodou rozvodu OHC je malý počet pohybujících se součástí, tudíž i menší setrvačné síly v porovnání s OHV rozvodem. Dále vyšší tuhost a malý počet stykových ploch. Tyto výhody tak umožňují zvýšit zrychlení při otevírání ventilů, dosáhnout většího zdvihu ventilu a docílení vyššího hmotnostní naplnění válce motoru a výkonu motoru.

Blok válců pro rozvod OHC je v podstatě jednodušší než pro OHV. Vyznačuje se sníženou hmotností a cenou a zvýšenou tuhostí. Blok válců pro OHC rozvod se odlévá s menším počtem jader než pro OHV rozvod, takže odlitek je i přesnější. Rozvod OHC se snadněji udržuje v provozu a opravuje.



Obr.6 Ventilový rozvod OHC s vahadly [25]



Obr.7 Ventilový rozvod OHC [15]

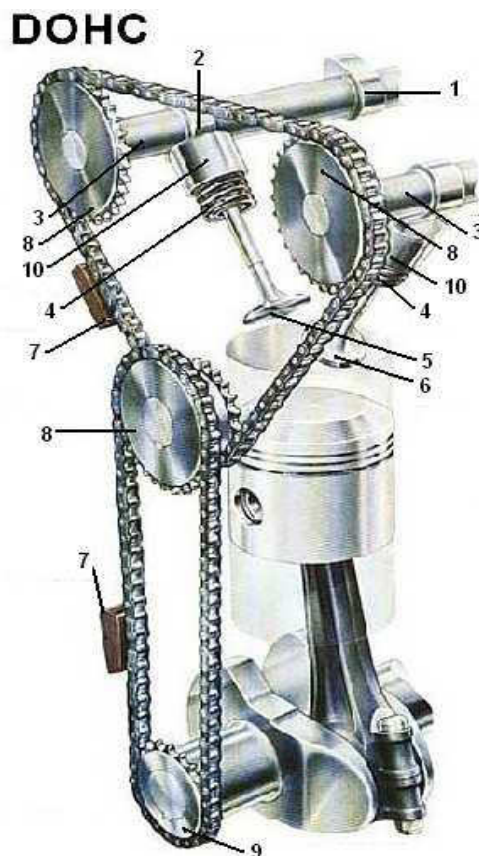
Nevýhodou tohoto rozvodu je větší výška hlavy válců a složitější provedení pohonu vačkového hřídele. Vačkový hřídel je poháněn dvouřadým válečkovým řetězem nebo ozubeným řemenem.

1.1.1.4 Ventilový rozvod DOHC - (*Double Over Head Camshaft*)

Tento typ rozvodu je v podstatě obdobou rozvodu OHC, jen je zde použito dvou vačkových hřídelí na hlavě válců. DOHC rozvod se používá zejména u víceventilových rozvodů.

Výhodou tohoto rozvodu je, že vynechání vahadel pro přenos síly snižuje hmotnost a setrvačné síly. Rozvod je tuhý a vhodný pro výkonnější motory. Umožňuje při ladění motoru odlišně časovat sací a výfukovou soustavu.

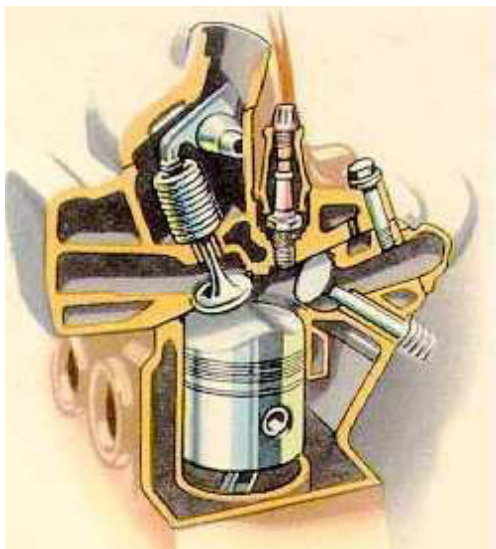
- 1 - vačka
- 2 - nabíhající vačka otvírá ventil
- 3 - vačková hřídel
- 4 - ventilová pružina
- 5 - sací ventil
- 6 - výfukový ventil
- 7 - napínák
- 8 - ozubené kolo
- 9 - pastorek klikové hřídele
- 10 - hrníčkové zdvihátko



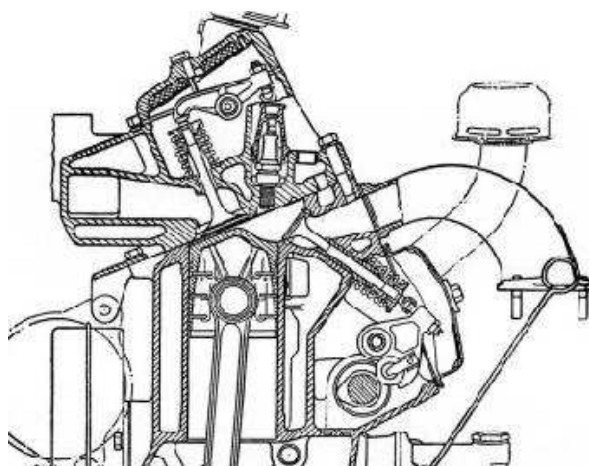
Obr.8 DOHC rozvod s hrníčkovými zdvihátky [8]

1.1.1.5 Ventilový rozvod IOE – (*Inlet Over Exhaust*)

Tento typ ventilového rozvodu má sací ventil ve vysuté poloze v hlavě válce motoru jako rozvod OHV, avšak výfukový ventil se nachází v bloku válce jako u již zmíněného rozvodu SV (Obr.5). Mnohdy je tento typ rozvodu nazývaný také rozvodem s *F* hlavou s protilehlými ventily a dnes se již nepoužívá. Dříve jej používala zejména automobilka Rover.



Obr.9 Uspořádání a pohon ventilů u hlavy F (motor Rover) [23]



Obr.10 Uspořádání a pohon ventilů u hlavy F (motor Rover) [12]

1.1.1.6 Ventilový rozvod CIH - (*Camshaft in Head*)

Ventily CIH rozvodu jsou ovládány vačkovým hřídel umístěným v hlavě válců přes zdvihátka a ventilová vahadla (obr.11). Tento typ rozvodu používala automobilka Opel.



Obr.11 Ventilový rozvod CIH [25]



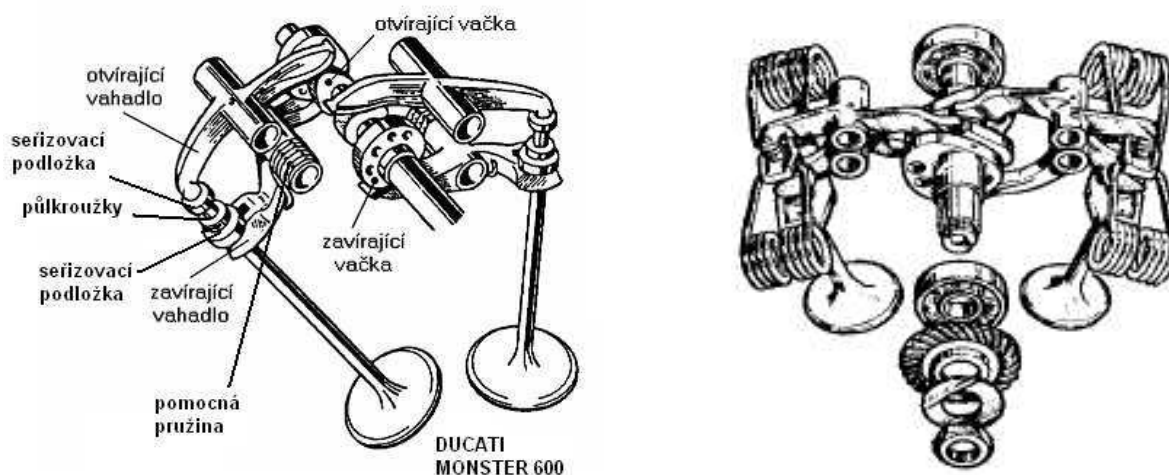
Obr.12 Ventilový rozvod CIH [16]

1.1.1.7 Ventilový rozvod desmodronický

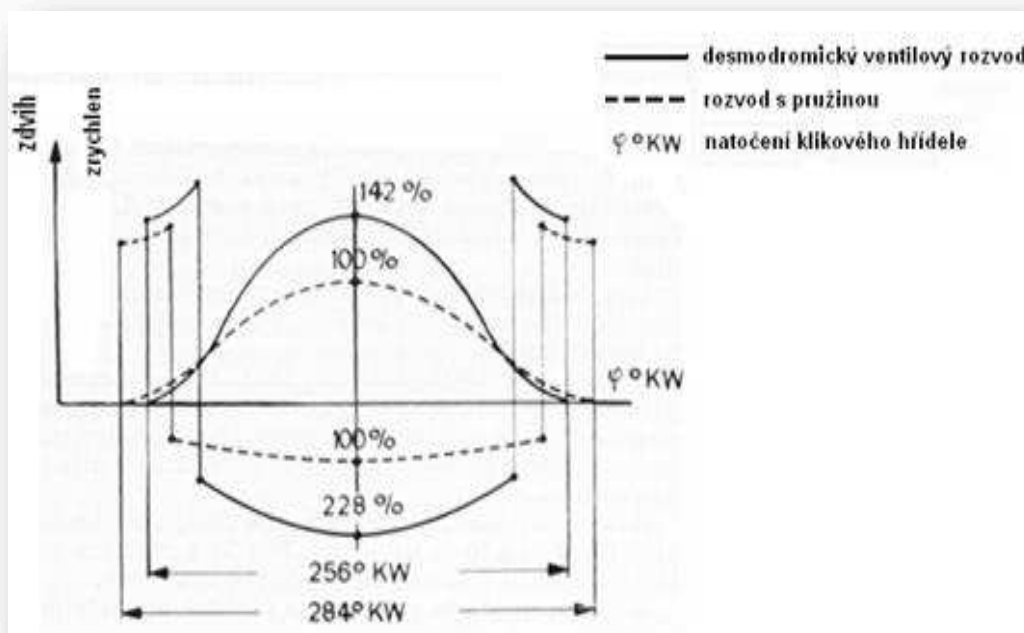
Tento typ ventilového rozvodu se v porovnání s dosud zmíněnými rozvody liší tím, že ventil je nuceně uzavírán vačkou přes ventilové vahadlo (obr.13).

Výhodou tohoto rozvodu je, že při vysokých otáčkách je zabráněno kmitání a odskočení ventilu od zdvihátka a následnému kontaktu ventilu s pístem. Lze tedy použít i vyššího zrychlení při otvírání a uzavírání ventilu než umožňují běžné ventilové rozvody s uzavíráním ventilů pružinou (obr.14). Tím se docílí lepšího plnění válce motoru a většího výkonu.

Nevýhodou je však složitější konstrukce a použití pomocné pružiny za účelem spolehlivého dosednutí ventilu do sedla, při prodloužení dráhy ventilu vlivem tepelné dilatace.



Obr.13 Desmodronický ventilový rozvod [22]



Obr.14 Porovnání zdvihových a akceleračních křivek desmodronického rozvodu a rozvodu s pružinou [22]

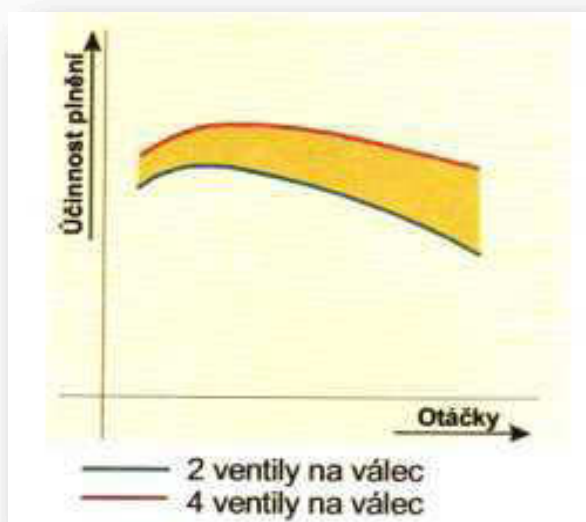
1.1.2 Víceventilové rozvody

Víceventilové rozvody se začaly používat v souvislosti s tím, že s růstem otáček motoru při určité délce sacího potrubí plnicí účinnost motoru zpočátku roste, ale při vyšších otáčkách klesá a s ní i točivý moment motoru (obr.15). Zvýšení plnicí účinnosti při vysokých otáčkách lze docílit variabilním sacím potrubím, variabilním časováním ventilů a použitím vyššího počtu ventilů za účelem snížení průtokových odporů. I v případě použití jednoho sací ventilu s maximálním možným průměrem v sedle, nebude efektivně využita plocha ve spalovacím prostoru (obr.16), nehledě na to, že s větší hmotností ventilu se zvýší i setrvačné síly.

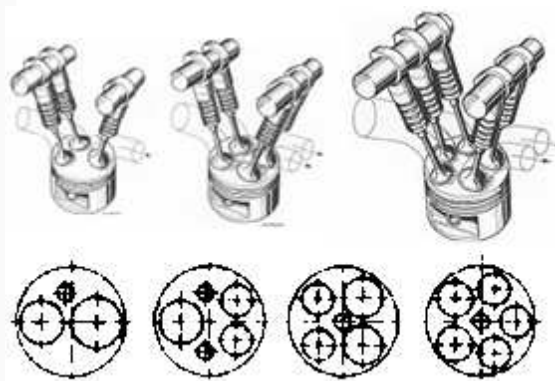
Při použití vyššího počtu ventilů se využije nejen téměř celá plocha střešovitého spalovacího prostoru v hlavě, ale hlavně sníží nežádoucí setrvačné síly v rozvodovém mechanismu.

Tímto snížením setrvačných sil lze pak zvýšit zrychlení ventilů v průběhu zdvihu a získání lepšího hmotnostního naplnění válce motoru. Současně použitím většího počtu sacích ventilů lze docílit zlepšení mísení směsi se vzduchem a lepšího průběhu hoření.

Malé ventilové talířky zejména u výfukových ventilů usnadňují jejich chlazení a snižují tak jejich deformace vlivem tepelného zatížení



Obr. 15 Závislost plnicí účinnosti na otáčkách motoru [23]



Obr.16 Varianty uspořádání ventilů ve válci motoru [25]

1.1.3 Hlavní části ventilových rozvodů

Hlavní části rozvodu OHV již byly uvedeny na (obr. 3 a 4). U nových ventilových rozvodů se objevují i zařízení pro automatické vymezení ventilové vůle, změny časování rozvodu a změny velikosti zdvihu ventilu. Součástí ventilového rozvodu je i ústrojí pohonu vačkového hřídele.

1.1.3.1 Ventilová sedla

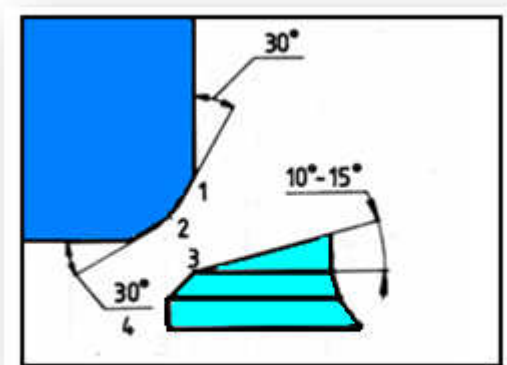
Ventilové sedlo slouží k dosednutí talířku ventilu a utěsnění spalovacího prostoru a odvodu tepla z ventilu do válce motoru. Je vytvořeno vyfrézováním tří ploch, jejichž pozice jsou označeny na (obr.40).

U litinových hlav je sedlo vytvořeno přímo v hlavě válců (rozvody OHC,OHV) nebo bloku motoru (rozvod SV). U hlav z hliníkových slitin se používají zalisovaná (tzv. vkládaná) sedla ventilů. Obzvláště odolná ventilová sedla proti mechanickému poškození jsou z vysoce legovaných spěkaných kovů, která mají stejný úhel kužele těsnící plochy jako talířky ventilů (obvykle je to 45°).

Aby se snížil nežádoucí odpor proudění v sedle ventilu, používají se v sedle ventilu korekční úhly, které současně určují šířku sedla. Šířka sedla u sacích ventilů bývá kolem 1,5 mm a u výfukových ventilů 2 mm.

Je-li použito užší sedlo lépe těsní, ale hůře odvádí teplo.

- 1 - vstupní kuželový náběh
- 2 - dosedací plocha
- 3 - talířek ventilu
- 4 - výstupní kuželový náběh



Obr.17 Sedlo ventilu v hlavě válců [20]

1.1.3.2 Ventily

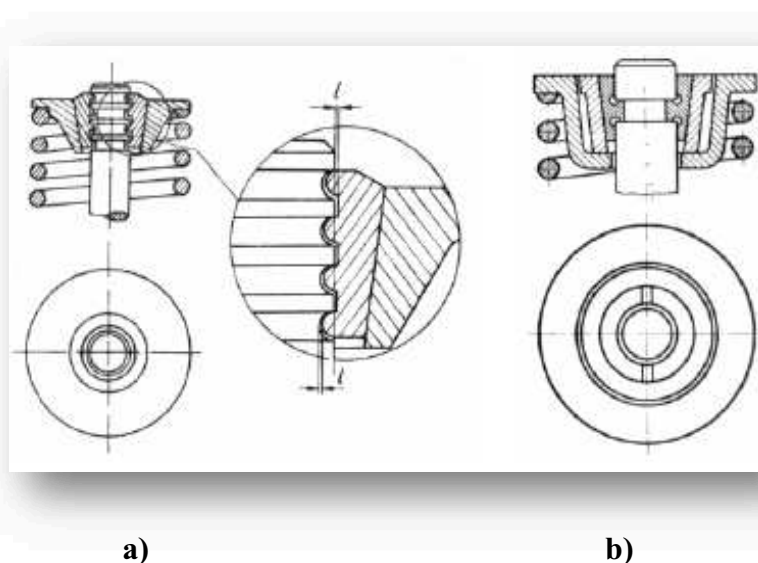
Účelem ventilu je zabezpečit otevření a uzavření prostoru válce a klást co nejmenší odpor nasávané směsi a výfukovým spalinám. Ventily otevírají a zavírají sací a výfukové kanály na straně spalovacího prostoru. Plocha ventilu v sedle závisí na průměru talířku ventilu a na zdvihu ventilu. Průměr talířku sacího ventilu je z pravidla větší než u ventilu výfukového, zdvih ventilu je obvykle 7,5 mm až 11 mm. Nasávaná směs by neměla v sedle sacího ventilu přesáhnout u max. otáček motoru 100 m/s.

Použitím víceventilového rozvodu se průtočný průřez zvětší (dva až tři sací a jeden až dva výfukové ventily na každý válec) a tím se zvýší plnicí účinnost při vyšších otáčkách motoru, jak již bylo zmíněno.

Ventil (Obr.18) se skládá z talířku se sedlem ventilu, kuželové těsnící plochy, z dříku, stopky ventilu a čela dříku. Do kalených zápichů na konci dříku na stopce ventilu vkládají dvou dílné kuželové vložky (tzv. měsíčky), pomocí kterých se přenášejí síly z ventilové pružiny na ventilovou misku a na ventil. Za účelem snadnějšího otáčení ventilu se používají vícenásobné zápichy (obr. 19 a) nebo dvojité ventilové misky b).

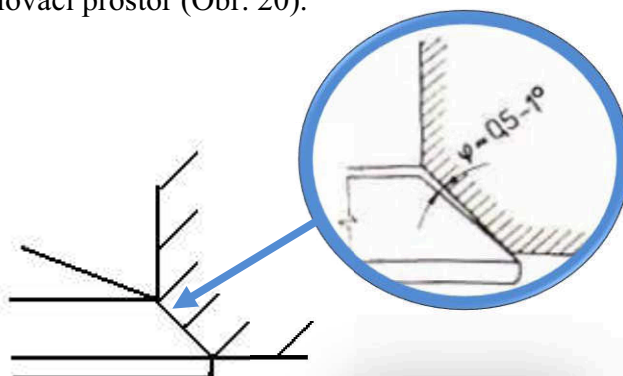


Obr.18 Ventil [3]



Obr. 19 Provedení ventilových misek s kuželovými vložkami (měsíčky) [20]

Úhly sedla na ventilu a v hlavě válců se liší o 0,5 až 1°, aby se ventil dobře zaběhal, v sedle usadil a těsnil tak spalovací prostor (Obr. 20).

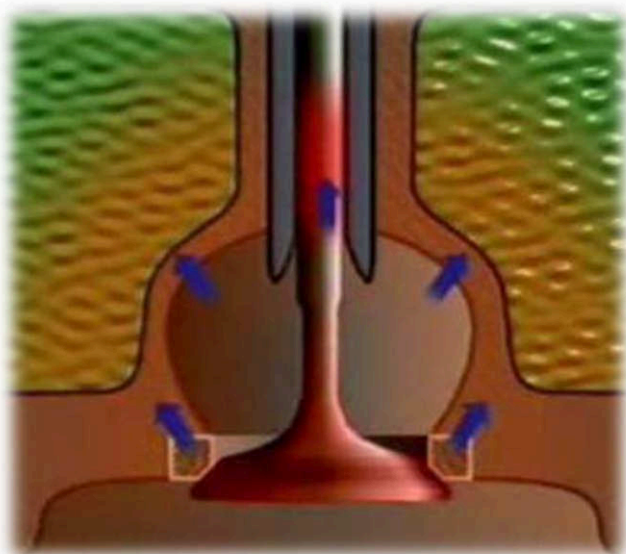


Obr. 20 Úhly sedla na ventilu a v hlavě válců [10]

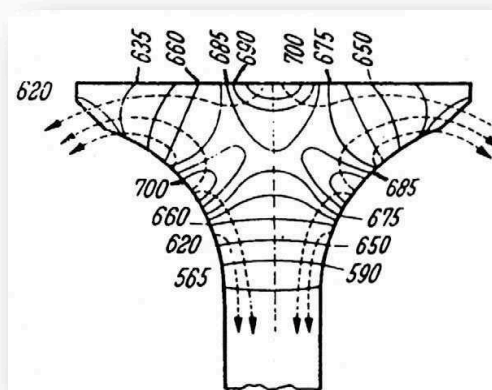
Úhel sedla ventilu je nejčastěji 45° . Snížení opotřebení sedla ventilu se docílí navařením vrstvy tvrdokovu o tloušťce 0.7 až 1.5 mm (obr. 27). Takový ventil musí mít značně tuhou hlavu, aby se nedeformovala a vrstva naneseného kovu nepraskala. Průměr ventilu je určen vrtáním válce a tvarem spalovacího prostoru.

U půlkulového spalovacího prostoru lze použít ventily s největším průměrem. Přechod z talířku ventilu do dříku je kuželovou plochou a obloukem za účelem snížení odporu proudící směsi.

K vedení ventilu slouží dřík, který musí být odolný proti zadírání a opotřebení. Ventil je uložený ve vodítku nebo přímo v hlavě válců. Mezi tímto vedením a dříkem ventilu musí být minimální vůle. Pokud by tomu tak nebylo, docházelo by k přisávání oleje do spalovacího prostoru. Velká vůle ve vedení ventilu také ztěžuje přestup tepla do hlavy motoru a zvyšuje teplotu ventilu (obr. 21). Dřík se jemně brousí a proti zadírání se často chromuje. Mechanické namáhání ventilů je velmi vysoké. Ventil je během jedné sekundy až padesátkrát otevírán a působením ventilové pružiny opět uzavírán. Výfukové ventily patří k tepelně nejvíce namáhaným součástem motoru.



Obr. 21 Přestup tepla z ventilu do hlavy motoru [15]



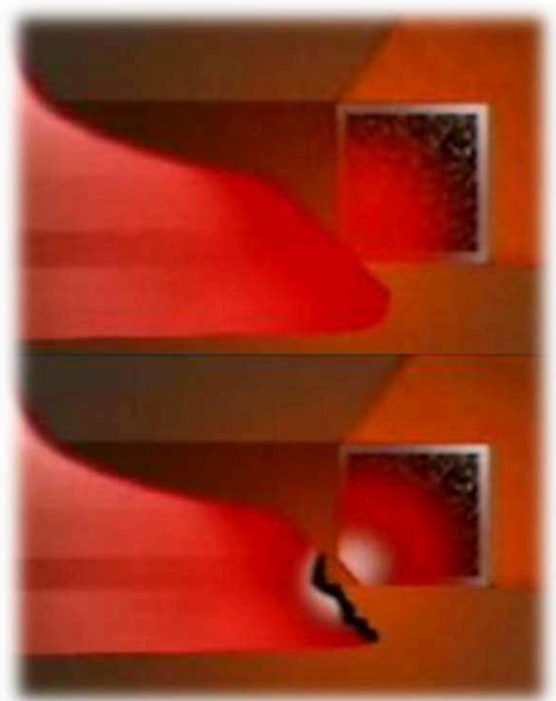
Obr. 22 Teplotní pole talířku výfukového ventilu [20]

Jelikož je výfukový ventil se ohříván proudem výfukových plynů o teplotě asi 800°C při průtokové rychlosti asi 500 až 600 m/s na počátku výfuku, talířek výfukového ventilu dosahuje až 850°C . Namáhání ventilu roste, zvětšuje-li se zatížení motoru, otáčky, komprese, úhel otevření ventilu před úvratí apod.

Na výfukové ventily působí nejen vysoké mechanické a tepelné namáhání, ale také chemická koroze, otěr pevnými zplodinami spalování a opalování nedosedá-li ventil po celém obvodu sedla (obr. 23). Nepříznivě na něj působí také korozivní účinky působením síry a dalších přísad paliva. Jelikož je sací ventil omýván proudem čerstvé náplně dosahuje jeho teplota až 500°C . Porušení ventilu nejčastěji nastane místě (uzlu) přechodu talířku k dříku ventilu únavou materiálu, kde nepříznivě působí i protékajících korozivních zplodin hoření. Proti únavě materiálu je experimentálně ověřeno, že odolnější je ventil s kuželovým přechodem z talířku k dříku.

Opotřebení dosedací plochy ventilu se zvětšuje, usazuje-li se ventil tak, že nejdříve dopadne na jedno místo, a teprve pak se po proklouznutí usadí do sedla po svém obvodu.

Opotřebení dosedací plochy není pak rovnoměrné a vznikají tak netěsnosti, profukování spalín a zvyšuje se riziko poruchy ventilu (Obr. 23, 24, 25). Nesouosé dosedání ventilu do sedla vzniká při zvětšení vůle ve vedení ventilu vlivem opotřebení. Talíř ventilu se sedlem se deformují, zvětšují-li se množství úsad na dříku nebo sedle ventilu.



Obr.23 tzv. Propálený ventil [15]



Obr.24 Porucha na ventilu způsobená tím, že se odloupkla část vrstvy karbonu na sedle [12]



Obr.25 Spálený ventil následkem profukování [12]

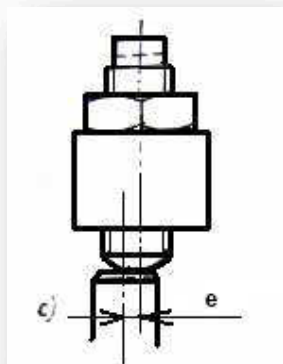
Samočistění od úsad a rovnoměrné opotřebení dosedacích ploch ventilů se dosahuje pootáčením ventilu přímo během chodu motoru:

- ✚ vyosením působí síla ovládající ventil (excentricitou) (obr.26).
- ✚ působením tečné síly vyvolané stlačováním pružiny, která působí ve směru vinutí.
- ✚ podložkou pro nucené otáčení ventilu Rotocap , toto řešení ze 70. let se však dnes již nepoužívá, protože při dynamickém působení sil na kuličky docházelo k zabouchávání kuliček do podložky a k poruchám funkce podložky.

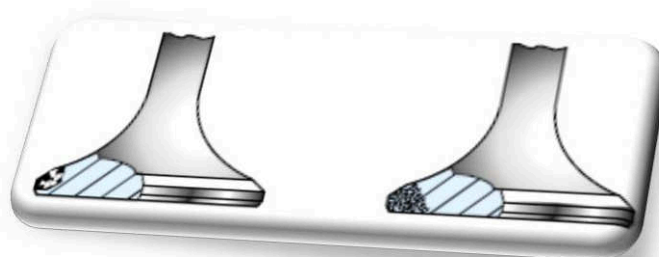
Sací ventily jsou nejčastěji vyráběny z chrom-křemíkové oceli. Jelikož jsou výfukové ventily značně tepelně namáhány, vyrábí se z austenitických ocelí legovaných chromem, niklem a wolframem nebo molybdenem.

Často se také používají dvoukovové výfukové ventily. Talířek ventilu a dolní část dříku ventilu jsou vyrobeny ze žáruvzdorné chrommanganové oceli s vysokou odolností proti chemické korozi a opalování. Nevýhodou však této oceli je nedostatečná tvrdost a nevhodné třecí vlastnosti, malá tepelná vodivost. Z tohoto důvodu horní část dříku ventilu vyrobená z tvrdé chrom - křemíkové oceli s dobrou tepelnou vodivostí a zvýšení odolnosti sedla

dosáhneme buď indukčním kalením (obr.27 b)) nebo navařením tvrdého kovu (třecím svařováním) např. stelitu (obr.27 a)).



Obr.26 Vyosení působíště [12]
síly ovládající ventil



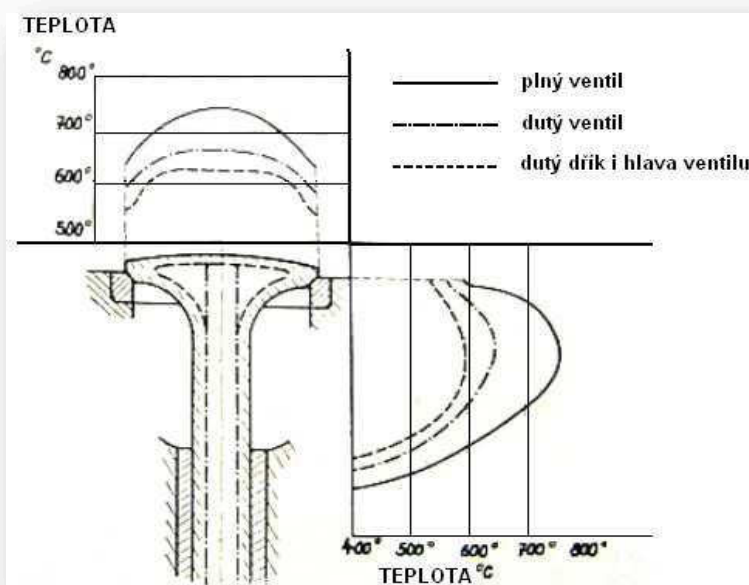
a) stelitová vrstva

b) zakalené sedlo

Obr.27 Úpravy sedel ventilů [3]

1.1.3.3 Ventily chlazené sodíkem

Tato konstrukční úprava se používá u zejména výfukových ventilů vysoce zatěžovaných motorů, kde použití sodíku velice zlepšuje odvod tepla z ventilu do hlavy motoru. Snižuje také pravděpodobnost samovznícení směsi u zážehových motorů. Dutina je z 50 až 60% naplněna sodíkem. Teplota tání sodíku je 97°C při tlaku 0.1MPa. Teplota varu sodíku je 883°C , tudíž je vyšší než teplota ventilu a tlak sodíku ve ventilu je přibližně konstantní. Sodík má velmi dobrou tepelnou vodivost. Při uzavírání ventilu sodík odebírá teplo z dolní části dutiny a talířku ventilu.



Obr. 28 Srovnání průběhů teplot ventilů chlazených sodíkem a ventilu plného [10]

Při otevírání ventilu se sodík setrvačností přemístí do horní části dutiny, kde ze sodíku teplo přejde do dřívku ventilu a následně do vedení ventilu v hlavě motoru. Toto řešení účinně snižuje teplotu talířku ventilu až o 100°C.

Pro zmenšení tloušťky olejové vrstvy mezi dřívkem ventilu a vodítkem, zlepšení přestupu tepla z dřívku do vodítka, se používá u těchto dutých ventilů chlazených sodíkem těsnění, u kterého je nutno zachovat určitý odstup mezi břitem těsnění a místem svaru uzavření dutiny ventilu.

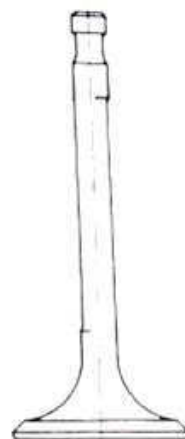
1.1.3.4 Vodítka a vedení ventilů

Vedení ventilu nebo vodítka slouží k správnému dosednutí ventilů do sedel. V případě motorů s litinovými hlavami je vedení ventilů přímo v hlavě motoru nebo má-li motor hlavu z hliníkové slitiny, používají se k vedení zalisovaná vodítka z litiny legované mědí nebo fosforem (obr. 29). Pro snížení spotřeby oleje a exhalací jsou vodítka opatřena na horních koncích stíracími kroužky (např. Elring), které zajišťují jen nezbytně nutné množství oleje k mazání dřívku ventilů.

Hlavní výhodou použití vodítek je možnost použít materiály, které mají s lepší kluzné vlastnosti a v případě jejich opotřebení snadnější oprava. U litinových hlav bez vodítek se zabudovává náhradní pouzdro.



Obr.29 Vodítka ventilu [3]



Obr.30. Jednostranné opotřebení
ventilového dřívku [12]

1.1.3.5 Ventilové pružiny

Účelem ventilových pružin je uzavírat ventily na konci sání nebo výfuku, přitlačovat je do sedel, aby byl spalovací prostor utěsněn.

Požadavkem na ventilové pružiny je zabezpečení stálého kinematického spojení mezi díly mechanismu rozvodu i při maximálních dovolených otáčkách motoru, aby nedošlo ke kontaktu ventilu s pístem nebo narušení časování rozvodu. Ventilové pružiny jsou montovány s určitým předpětím, aby spolehlivě přitlačovaly ventil se zdvihátkem k povrchu váčky, aby zdvih ventilů měl požadovaný průběh. Síla ventilové pružiny musí překonat všechny setrvačné a třecí síly v rozvodovém mechanismu včetně sil působících na ventil vlivem podtlaku ve válci a přetlaku ve vnějším potrubí (např. ve výfukovém potrubí při činnosti

výfukové brzdy u vznětových motorů). Nejjednoduššími a nejběžnějšími jsou válcové vinuté pružiny.

Běžně pružiny mívají 6 až 8 závitů s broušenými krajními závity kolmo k ose pružiny tvořící dosedací plochu misky ventilové pružiny (obr.31). Spodní závit pružiny dosedá na plochu na hlavě válce a v případě hlav z Al slitin na ocelovou podložku, zamezující vydírání dosedací plochy. Z hlediska spolehlivosti jsou někdy použity dvě pružiny. Zlomí-li se jedna, zabrání druhá spadnutí ventilu do válce. Opačný směr stoupání vnitřní a vnější pružiny zajistí zamezení vzpříčení závitu prasklé pružiny v mezeře mezi závity funkční pružiny. V případě použití dvojice pružiny je vznik rezonančního kmitání potlačován. Dnes se již díky vysoké kvalitě ventilových pružin používá i jedné ventilové pružiny z důvodu snížení

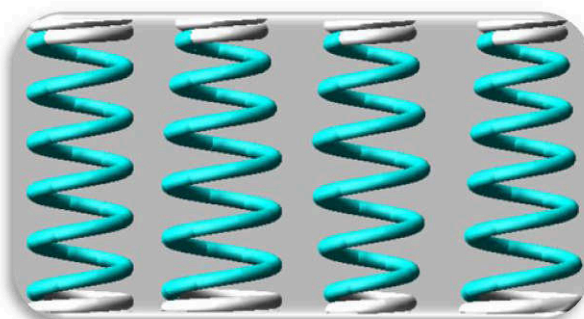


Obr. 31 Válcové pružiny s podložkou a miskami s měsíčky [20]

setrvačných sil v rozvodu. Rezanční kmitání potlačuje proměnné stoupání (obr. 32). U klasických šroubových pružin jsme omezení otáčkami motoru asi při 11 550 1/min kdy vzniká díky setrvačným silám pružiny rezonanční kmitání. Proto je další možností snížení hmotnosti změna tvaru pružiny a tj. například použití kuželové pružiny, kdy menší průměr vrchních závitů vede ke zmenšení vnějšího průměru ventilového talířku a zdvihátka (obr. 33) Dříve se používal třecí tlumič kmitů (Obr. 34) ventilové pružiny. U ventilových rozvodů se však toto řešení již nepoužívá.



Obr.32 Pružina s měnící se roztečí závitů (progresivní stoupání) [13]



Obr. 33 Možná provedení tvarů ventilových pružin



Obr.34 Třecí tlumič kmitů ventilové pružiny [13]

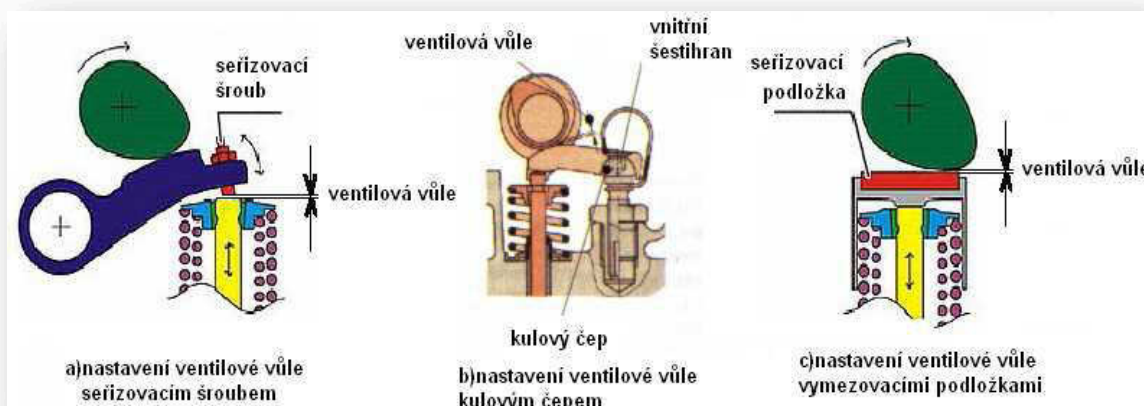
1.1.3.6 Ventilová vůle

Jelikož se v závislosti na teplotě jednotlivé části motoru více či méně roztahují (závisí na druhu použitého materiálu), je třeba, aby ve ventilovém rozvodu byla ventilová vůle nebo hydraulické vymezování této vůle. Také z důvodu opotřebení jednotlivých částí ventilového rozvodu.

Ventilová vůle ventilového rozvodu je definována tak, aby u plně prohřátého motoru bylo zabezpečeno spolehlivé dosednutí ventilu do sedla. Nastavení ventilové vůle je u výfukového ventilu větší než u sacího ventilu dle výrobce motoru.

U rozvodu OHC na (Obr.35 a) se ventilová vůle nastavuje seřizovacím šroubem na vahadle, kde se příslušné nastavení ventilové vůle kontroluje pomocí listových měrek vložením mezi stopku ventilu výstředník. U rozvodu OHC s jednoramennou rozvodovou pákou (Obr.35 b), která je uložena na kulovém čepu se samosvorným závitem se ventilová vůle se nastavuje i mezi základní kružnicí vačky a rozvodovou pákou. Jedná-li se o rozvod OHC, kde vačka působí přímo na zdvihátko (Obr.35 c), nastavení vůle je vkládáním vymezovacích podložek mezi zdvihátko a vačku. Podle předpisů výrobců motorů se ventilová vůle nastavuje v rozmezí od 0.1 mm do 0.5 mm, přičemž její dodržení je důležité pro bezchybný chod motoru. Vymezení ventilové vůle je obdobné i u rozvodu OHV, kde je vůle seřizována jako na (Obr.35 a). Další možností je samovymezování ventilové vůle pomocí hydraulických zdvihátek.

- ✚ **Ventilová vůle příliš malá:** Je-li ventilová vůle malá, dochází k tomu, že se ventil otevírá dříve a uzavírá později. To vede k nedostatečnému odvedení tepla z talířku do sedla ventilu a u zahřátého motoru může docházet k nedostatečnému uzavírání ventilu, snížení výkonu, zvýšení spotřeby nebo dokonce k propálení ventilu. U vznětových motorů v zimním období zhoršuje spouštění motoru ztrátou kompresního tlaku.
- ✚ **Ventilová vůle příliš velká:** Nastavení velké ventilové vůle vede k vyšší hlučnosti motoru vyššímu mechanickému namáhání. Dále je zkrácena doba otevření ventilu, kdy ventil otevírá dříve a uzavírá později, což vede ke snížení hmotnostního plnění válce a snížení výkonu.



Obr.35 Vymezení ventilové vůle u rozvodu OHC [8]

1.1.3.7 Vahadla ventilů

Ventilové vahadlo je dvouramenná páka, jejíž účelem je u OHC rozvodu přenášet silové působení z vačky na ventil a v případě OHV rozvodu přenášet silové působení ze zvedací tyčky na ventilu (můstku). Další funkcí vahadla je sloužit jako převodový prvek, kde rameno straně zdvihátka (tyčky) bývá kratší v poměru 1:2 až 1:1,8 než rameno na straně ventilu (můstku). Využitím tohoto převodového poměru se docílí snížení setrvačných sil při požadovaném zdvihu ventilu.

Ve ventilovém vahadle je nalisováno bronzové pouzdro nebo jehlové ložisko, které je uloženo na čepu vahadel. Čep vahadla bývá nejčastěji pevný trubkového průřezu, který se využívá k rozvodu tlakového mazání vahadla a ventilů. Rameno na straně ventilu má válcovou nebo půlkulovou plochu a rameno na straně zvedací tyčky má většinou seřizovací šroub s maticí pro nastavení ventilové vůle. Zvedací rozvodová tyčka přenáší síly na vahadlo prostřednictvím seřizovacího šroubu s kulovým kloubem.

Požadavkem na vahadlo je co největší tuhost při co nejmenší hmotnosti. Ventilové vahadla jsou nejčastěji zápusťkové výkovky z ušlechtilých ocelí (obr. 36) nebo výlisky z ocelového plechu (obr. 37).

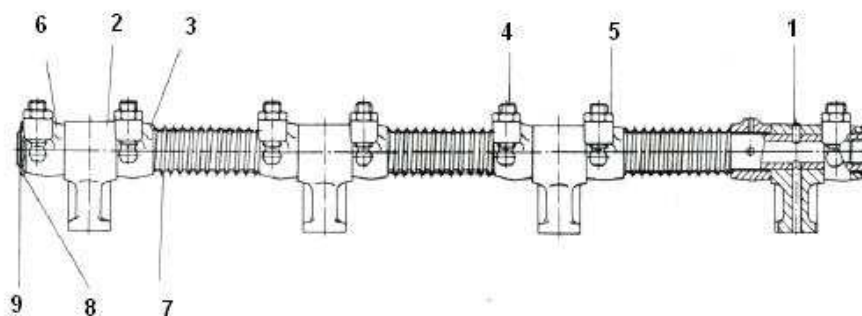


Obr.36 Vahadla ventilů s kladičkou [4]



Obr.37 Vahadla lisovaná z ocelového plechu [4]

Stykové plochy ventilového vahadla jsou povrchově kaleny nebo jsou opatřeny kladičkou za účelem snížení třecích ztrát. Mazací olej je přiváděn do čepu vahadla otvorem v kozlíku (1), z hlavy motoru. Závitové zátky (9) zajišťují těsnost prostoru a axiální pojištění vahadel je pomocí pojistek (8), rozpěrných pružin (7) a kozlíků. Ventilová vůle se nastavuje pomocí seřizovacích šroubů (4) a matic (5) na konci ramene vahadla (3).

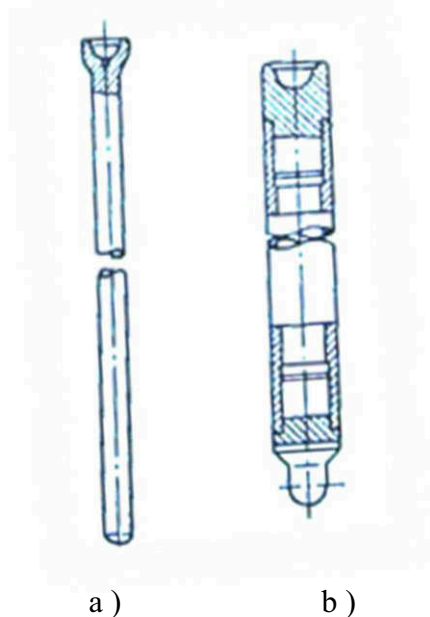


Obr.38 Uložení vahadel na trubkovém čepu pro čtyřválcový motor [20]

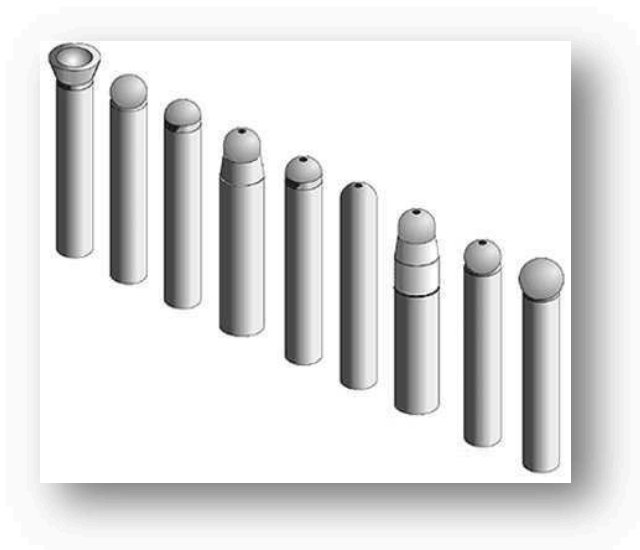
1.1.3.8 Rozvodové zvedací tyčky

U rozvodu OHV je tělesem přenášejícím síly ze zdvihátka na vahadlo rozvodová zvedací tyčka. Nejčastěji se zvedací tyčky vyrábí z ocelových nebo duralových tyček (obr.39 a) či trubek (obr. 50 b) za účelem snížení setrvačných sil. V případě použití trubek jsou na obou koncích nalisovány koncovky (obr. 50 b). Horní koncovka tyčky je miskovitého tvaru, ve které je uložen seřizovací šroub s kulovou koncovkou. Druhá část tyčky se opírá půlkulovou plochou o zdvihátko.

Kulové koncovky tyček jsou mazány rozstříkem oleje z tlakově mazaných ložisek vahadla.



Obr.39 Provedení rozvodových tyček [10]
a) z tyčky , b) z trubky



Obr.40 Možnosti provedení koncovek
zvedacích rozvodových tyček [4]

1.1.3.9 Ventilová zdvihátka

Účelem zdvihátka je přenášet pohyb z vaček vačkového hřídele na ventily (u rozvodu SV, OHC) nebo na rozvodové tyčky (u rozvodu OHV) nebo na vahadla (u dnes již nepoužívaného CIH rozvodu).

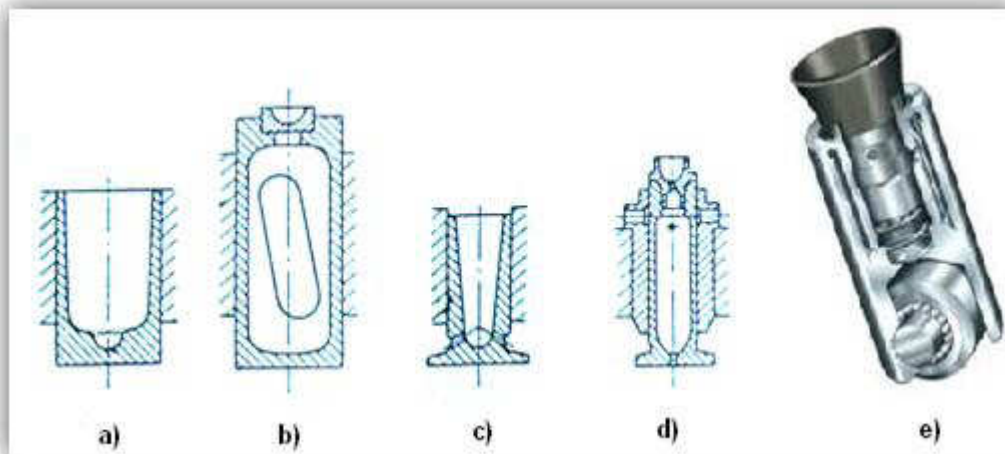
Dle konstrukce lze zdvihátka rozdělit na:

- ✚ plochá : ➡ válcová (hrníčková obr. 41 a), b))
- ➡ talířová (hříbečková obr. 41 c), d)).

Válcová zdvihátka jsou nazývána pro jejich tvar také jako hrníčková. Výhodou tohoto typu zdvihátka možnosti jejich výměny bez demontáže vačkového hřídele. Tuto výhodu například talířková zdvihátka postrádají.

- ✚ s kladičkou (rolničkou) (obr. 41 e)
- ✚ se zaoblenou stykovou plochou

Zdvihátka se zaoblenou stykovou mají oproti plochým větší hmotnost, vyšší náklady na výrobu a používají se spíše u větších motorů. Je také nutné zdvihátko zajistit proti jeho otočení. Provedení dosedacích ploch pro zvedací tyčky. Je možné vidět (obr.52).
Mazání vedení zdvihátka je provedeno stékajícím olejem ze zvedacích rozvodových tyček.



Obr. 41 Druhy konstrukce zdvihátek [10]
a), b) válcová, c), d) talířková, e) s kladičkou

1.1.3.10 Hydraulická zdvihátka a opěrky

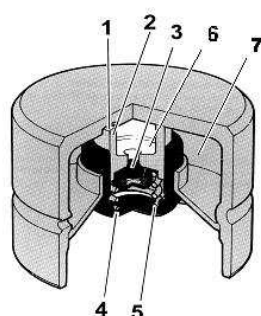
Hydraulická zdvihátka vymezují ventilové vůle v závislosti na opotřebení a teplotě motoru. Tím se snižuje hlučnost rozvodu. Samočinné vymezování ventilové vůle je díky samotné činnosti zdvihátka a tlakem oleje v mazacím systému motoru.

Nevýhodou hydraulických zdvihátek je dražší výroba a stálý styk mezi vačkou a zdvihátkem, tudíž i vyšší třecí ztráty. V prostoru zdvihátek musí být vždy olej, jinak nedojde k otevření zdvihátek.

✚ Hydraulická zdvihátka OHC, DOHC (obr. 42)

✚ Hydraulické opěrky (zdvihátka) OHC, DOHC - pracují na stejném principu jako hydraulická hrníčková zdvihátka (obr.43)

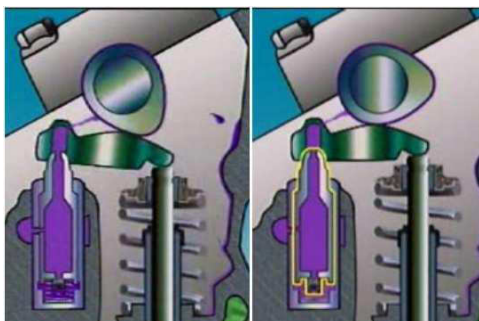
✚ Hydraulická zdvihátka OHV rozvodu - pracují na stejném principu jako hydraulické zdvihátko OHC rozvodu. Princip činnosti je zobrazen na obr.45



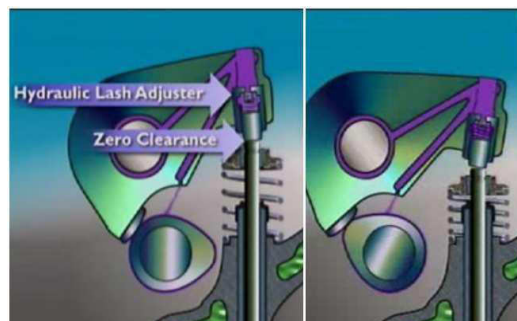
- 1) drážka
- 2) pístek
- 3) zpětný kuličkový ventil
- 4) posuvací objímka
- 5) tlačná pružina
- 6) pracovní prostor
- 7) zásobní komůrka

Obr.42 Hydraulické hrníčkové zdvihátko rozvodu OHC [24]

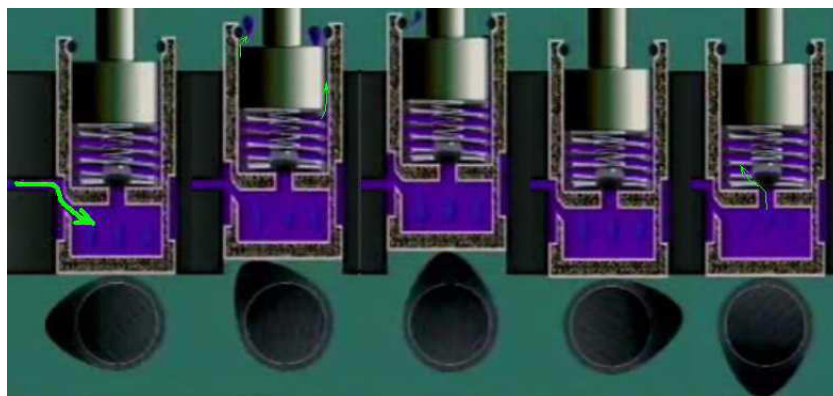
Jak je zřejmé z obrázků, využívá se u hydraulického vymezování opěrek a vahadel k mazání stykových ploch vaček a vahadel či jednoramenných pák. Konstrukce s hydraulickým vymezováním vahadla je spíše výjimečná (Obr.44).



Obr.43 Hydraulická opěrka se samočinným vymezováním v ventilové vůle [15]



Obr.44 Vahadlo s hydraulickým vymezováním [15]



Obr.45 Princip činnosti hydraulického plochého hrníčkového zdvihátka OHV rozvodu se samočinným (hydraulickým) vymezováním ventilové vůle [15]

1.1.3.11 Vačka a vačkový hřídel

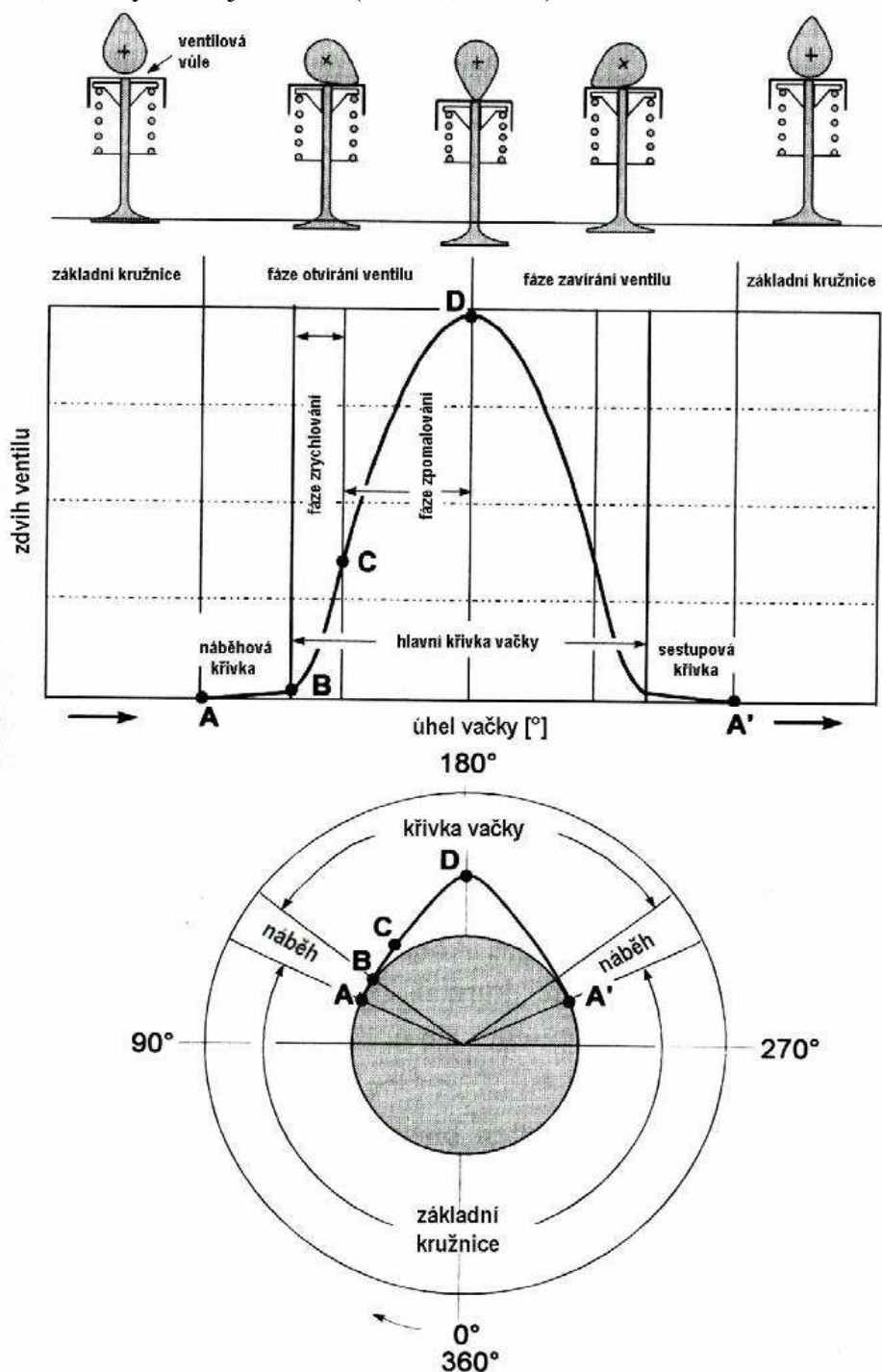
Vačkový hřídel sestává ze soustavy soustava vaček uložených na hřídeli. Hřídel je nejčastěji dutý za účelem snížení momentu setrvačnosti a uložen v kluzných ložiskách.

Funkcí vačkového hřídele je zajistit otevírání příslušných ventilů ve správném pořadí (dle načasování) a současně umožnit ventilovým pružinám uzavření ventilů a dosednutí do jejich sedel. V případě ventilového rozvodu OHV (zážehových motorů) je vačkový hřídel ještě opatřen ozubeným kolem k pohonu rozdělovače a olejového čerpadla.



Obr.46 Vačkový hřídel [4]

Kinematické veličiny zdvihátka a ventilu jsou určeny tvarem profilu vačky (Obr. 48, 49, 50). Profil vaček je určen požadavkem na rychlé otevření a uzavření. Nejčastěji používaným typem vaček jsou vačky harmonické, jejichž profil je tvořen z kruhových oblouků dotýkajících se základní kružnice vačky a vrcholové oblouku, tvořící tzv. hlavu vačky. Fáze otevírání ventilu je řízena účinný bok vačky, který ventil a všechny prvky mezi ním a vačkou zrychluje a vrcholová část zpomaluje za současného působení ventilových pružin. Ve fázi zavírání ventilu je tomu přesně naopak. Rozhraní mezi účinným bokem vačky a vrcholovou částí je v místě, kde zrychlení je nulové (bod C ,Obr.47)



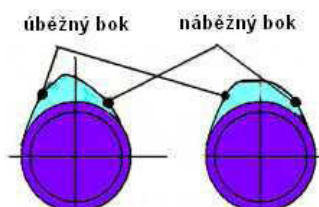
Obr. 47 Popis zdvihové závislosti vačky [20]

V případě použití vačky špičaté (s vajíčkovým profilem) (obr. 47) je ventil otevřen pouze krátkou dobu. Proto se u závodních automobilů používají vačky strmé (otupené) nebo ostré vačky, kde je ventil otevírán a uzavírán rychleji a tedy i déle otevřen. To má však nepříznivý vliv na životnost, jelikož jsou velké změny zrychlení mají za následek vytloukání sedel ventilů a dalších částí rozvodu.

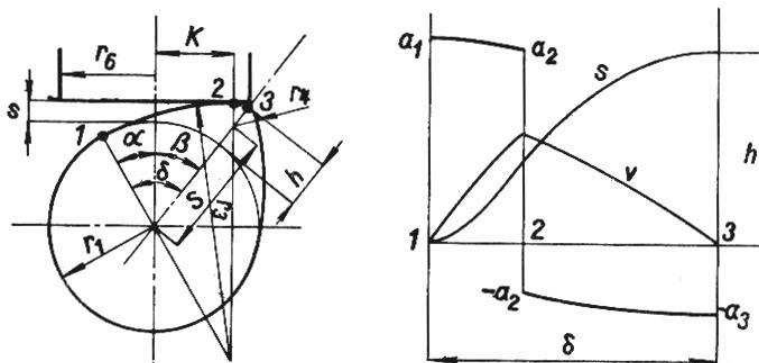
Harmonické vačky jsou také typické skoky během zrychlení, které jsou nežádoucí, jelikož vyvolají i poměrně velké amplitudy harmonických složek vyšších řádů kmitání. Dalším důvodem opotřebení vaček je ta skutečnost, že při výrobě vaček vznikají v těchto místech i největší výrobní chyby. Amplitudy zrychlení se pak zesilují, což vede chvění rozvodu a je tedy pak nutné použít i silnější ventilové pružiny, aby byl zaručen stálý silový styk mezi tělesy ventilového rozvodu.

U ventilových rozvodů s těmito vačkami dochází vlivem kmitání ventilu k narušování časování, vyšším dosedacím rychlostem a ke konečnému dosednutí ventilu do sedla až po několika odrazech. Z tohoto důvodu se používají vačky se spojitým zrychlením, kde se křivost vačky mění spojitě.

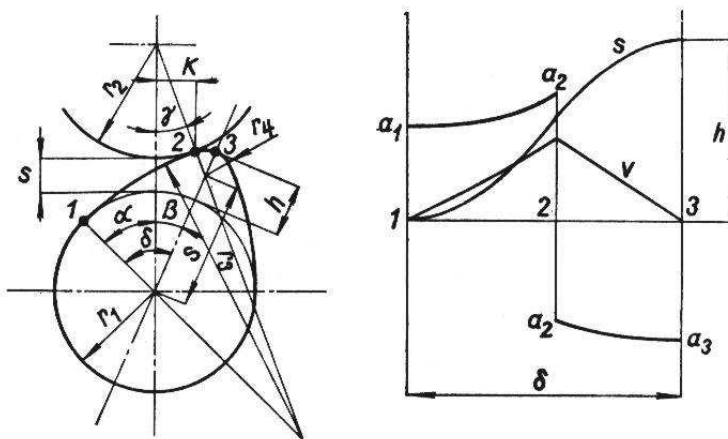
Často se též používají asymetrické harmonické vačky (Obr.48), strmější úběžný bok vačky umožňuje delší plné otevření ventilu a jeho rychlé uzavření.



Obr.48 Asymetrické harmonické vačky [26]



Obr.49 Vačka harmonická a průběh zdvihu s , rychlosti v , zrychlení a [14]



Obr. 50 Vačka s vypouklým bokem [14]

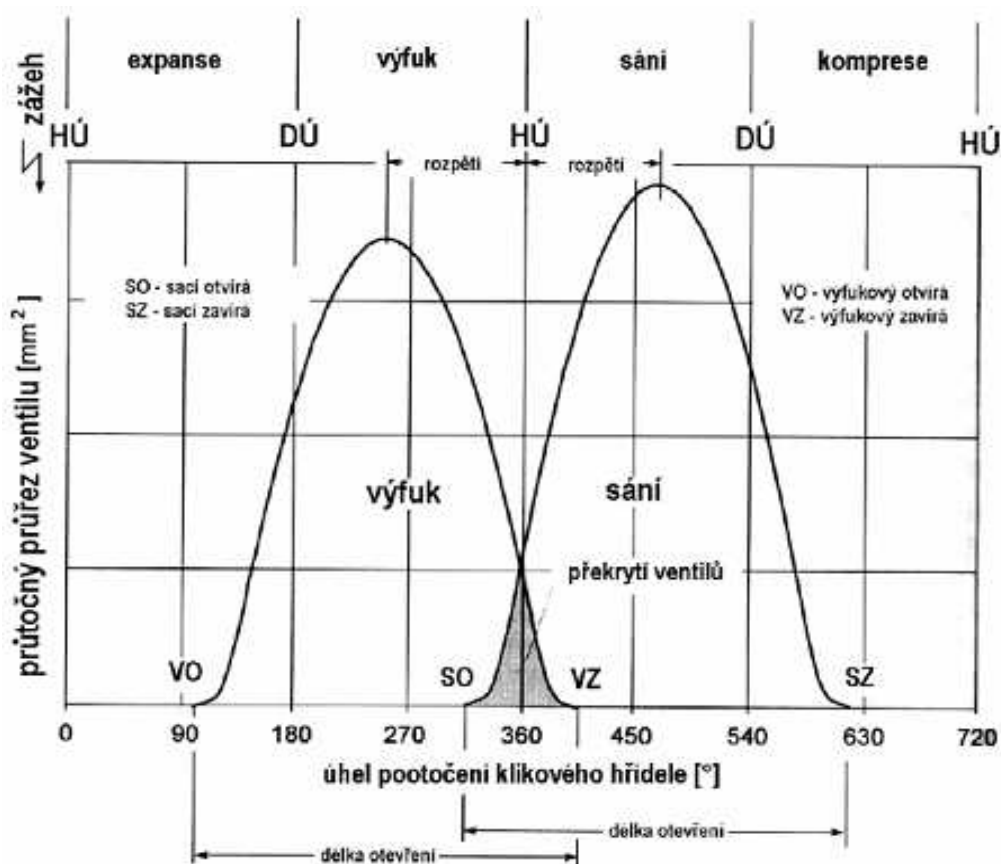
1.1.4. Časování ventilového rozvodu

Okamžik otevření a zavření ventilu úzce souvisí s požadavky na vysoký výkon motoru s nízkými emisemi a spotřebu paliva.

Experimentálně bylo zjištěno, že největšího hmotnostního válce se dosáhne otevřením sacího ventilu již před horní úvratí pístu (s předstihem), kdy ještě ve válci není velký podtlak a aby, když píst započne nasávání čerstvé směsi, byl mezi ventilem a sedlem dostatečně velký průřez. Sací ventil se uzavírá až za dolní úvratí pístu (se zpožděním), z důvodu využití kinetické energie proudícího vzduchu (vznětové motory) nebo směsi (zážehové motory) k lepšímu naplnění válce motoru. S rostoucími otáčkami motoru by se měl tento předstih a zpoždění uzavření ventilů zvětšovat.

Obdobně je tomu i s časováním výfukových ventilů, kdy se výfukové ventily otvírají před dosažením horní úvratě pístu, kdy je ve válci vyšší tlak umožňující urychlení odvodu spalin do výfukového potrubí. Naopak příliš velké nastavení předčasného otevření výfukového ventilu má za následek ztrátu výkonu a zvýšení tepelného a mechanického namáhání rozvodu.

Z uvedeného principu časování sacího a výfukového ventilu plyne, že dochází v horní úvratí k současnému otevření obou ventilů, které je rovněž nazýváno jako překrytí ventilů nebo střih ventilů.

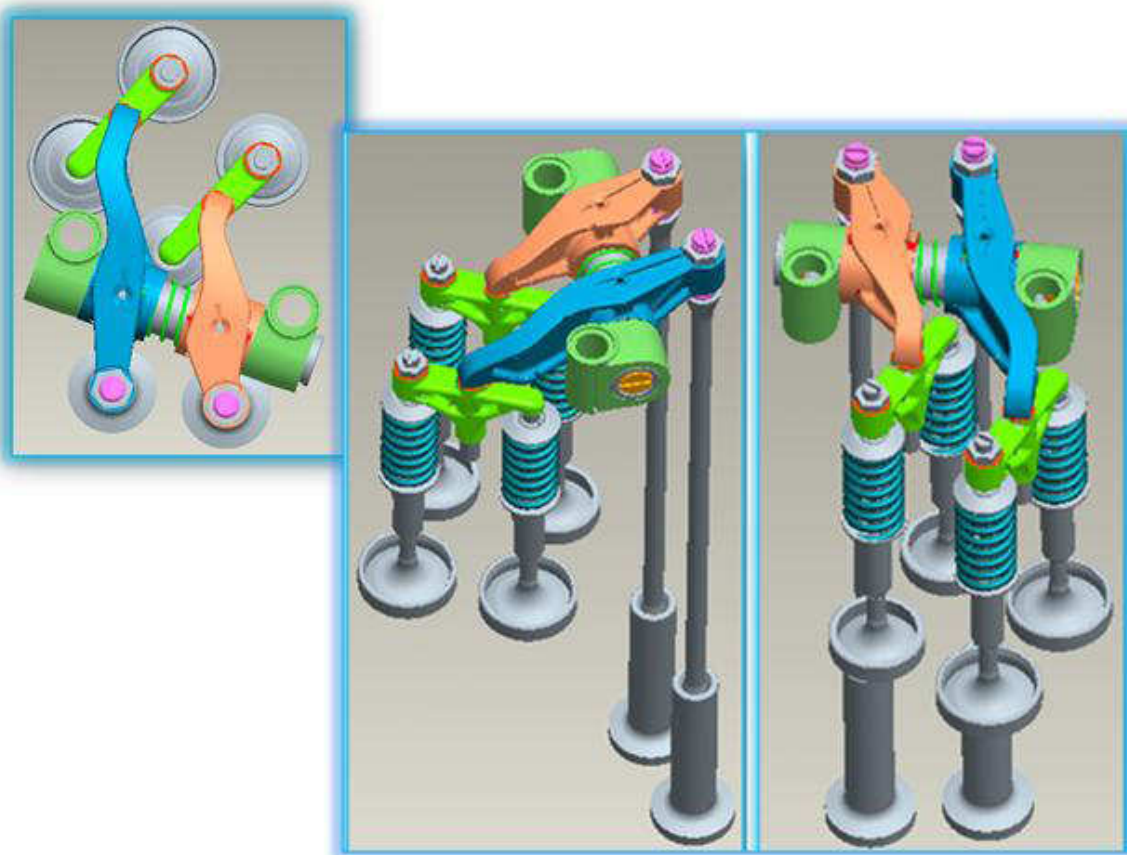


Obr.51 Překrytí otevření sacího a výfukového ventilu [20]

2. Sestavení 3D modelu sestavy ventilového rozvodu OHV v CAD programu Pro-Engineer

Před samotným řešením výpočtů jsem sestavil 3D model ventilového rozvodu OHV pro čtyřventilovou hlavu vznětového motoru pro jeden válec motoru v programu ProEngineer Wildfire 2. Na (obr.52) je vidět, jak sací tak výfuková sekce rozvodu, včetně rozpěrné pružiny vahadel, čepu vahadel s kozlíky atd. Z anatomy sestaveného rozvodu a výkresové dokumentace jsem dále vycházel jak v analytickém výpočtu, tak i u výpočtu v prostředí MBS. Tento model je zatím bez vaček, poněvadž jejich profil zatím nebyl znám a byl vypočten teprve ze zdvihové závislosti vačky v programu Adams/Engine. Rovněž v tomto 3D modelu nejsou natočené zvedací tyčky, jejichž poloha včetně polohy vaček a zdvihátka byla upřesněna až po sestavení prvotního modelu v programu Adams/Engine.

Program ProEngineer byl rovněž využit pro výpočet momentů setrvačností a hmotností jednotlivých těles vzhledem k potřebným souřadným systémům, jež jsou vstupními hodnotami pro výpočet dynamiky ventilového rozvodu.



Obr.52 Sestava ventilového rozvodu OHV pro jeden válec čtyřventilové hlavy motoru v programu ProEngineer WildFire 2

3. Analytické řešení dynamických reakcí

Výpočet je proveden bez ohledu na pružnost rozvodu, tedy s tuhými tělesy.

Dále při řešení není uvažována síla od tlaku plynů, naklonění zdvihací tyčky, změna převodového poměru při naklápění vahadla, ventilová vůle a tření.

3.1 Výpočet kinematických veličin ventilového zdvihátka

Výpočet průběhů kinematických veličin bude použit jako jeden ze vstupních parametrů pro dynamický model.

To znamená, že pro navržený ventilový rozvod je nutné znát nejen zdvih ventilu a zdvihátka, ale i jejich rychlosti a zrychlení na úhlu otočení vačky, neboť tyto veličiny určují nejen rozměry pružin a velikosti tlaků mezi vačkou a zdvihátkem, ale i chování ventilů při dosedání a otvírání,

Rychlost zvedání ventilu nebo zdvihátka je dána první derivací zdvihu podle času a zrychlení první derivací rychlosti nebo druhou derivací zdvihu podle času t :

$$v = \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (2)$$

,kde h je zdvih, v rychlost, a zrychlení.

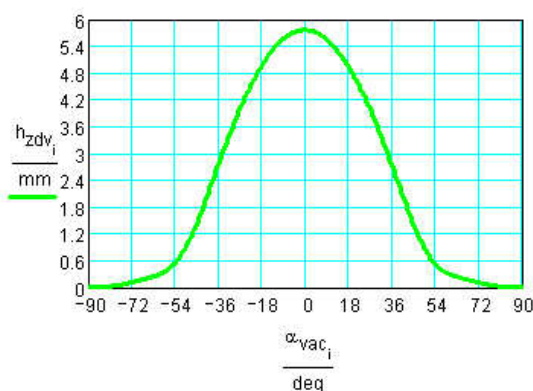
Vstupní hodnotou pro výpočet kinematických veličin je zdvih zdvihátka v závislosti na úhlu otočení vačky vačkového hřídele. Data byla načtena a vypočítána v programu MathCad.

3.1.1. Průběh zdvihu ventilového zdvihátka

Zdvih zdvihátka udělený vačkou byl načten pomocí příkazu

`z:= READPRN( " zdvih_vacky.dat")`

$$\begin{aligned} \text{Zdvih zdvihátka :} \quad h_{zdv} &= z \text{ (mm)} \\ \text{Definice úhlu vačky:} \quad \alpha_{vac} &= \left(\frac{i-180}{2} \right) \text{ (deg)} \end{aligned}$$



Maximální zdvih zdvihátka:

$$h_{zdvmax} = 5,764 \text{ (mm)}$$

Graf .1 Průběh zdvihu ventilového zdvihátka
v závislosti na otočení vačky

3.1.2. Průběh rychlosti ventilového zdvihátka

Rychlost ventilového zdvihátka:

$$v_{zdv} = \frac{\Delta h_{zdv}}{t} \quad (3)$$

,kde Δh_{zdv} je změna zdvihu ventilového zdvihátka při otočení vačky o půl stupně a t je čas otočení vačky o půl stupně při jmenovitých otáčkách motoru.

$$tj. \quad \Delta h_{zdv} = h_{zdv1} - h_{zdv} \quad (4)$$

Jmenovité otáčky klikového hřídele (motoru) :

$$n_m = 2200 \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

Otáčky vačkového hřídele:

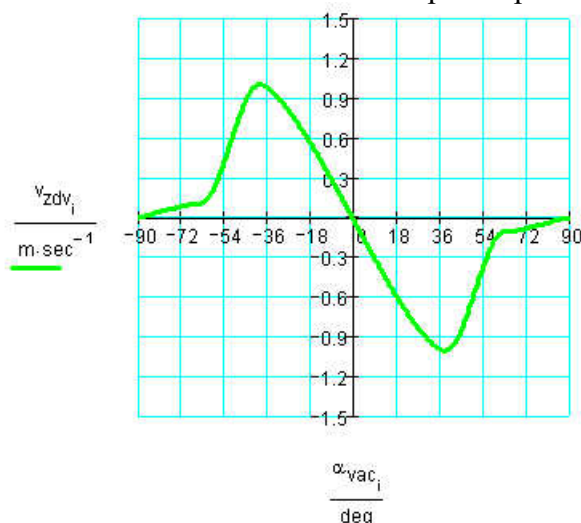
$$n_{vac} = \frac{n_m}{2}$$

$$(5)$$

$$n_{vac} = 1100 \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

$$tj. \quad n_{vac} = 18,333 \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

Čas natočení vačkového hřídele o půl stupně :



$$t = \frac{\frac{1}{2}}{360 \cdot n_{vac}} \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (6)$$

$$t = 7,576 \cdot 10^{-5} \text{ (s}^{-1}\text{)}$$

po dosazení do rovnice (3) vyjde:

Maximální rychlost zdvihátka:

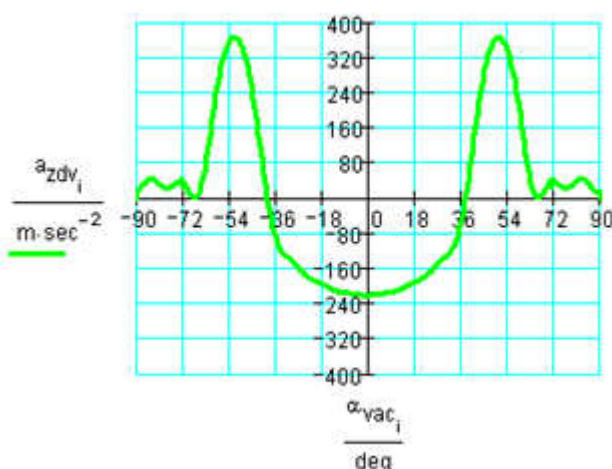
$$v_{zdvmax} = 1,007 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Graf 2. Průběh rychlosti ventilového zdvihátka v závislosti na otočení vačky

3.1.3. Průběh zrychlení ventilového zdvihátka

zrychlení ventilového zdvihátka:

$$a_{zdv} = \frac{\Delta v_{zdv}}{t} \quad (7)$$



,kde Δv_{zdv} je změna rychlosti ventilového zdvihátka při otočení vačky o půl stupně

$$tzn. \quad \Delta v_{zdv} = v_{zdv+1} - v_{zdv} \quad (8)$$

Maximální zrychlení ventilového zdvihátka:

$$a_{zdvmax} = 364,684 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Maximální zpomalení ventilového zdvihátka:

$$a_{zdvmin} = -221,633 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Graf 3. Průběh zrychlení ventilového zdvihátka v závislosti na otočení vačky

3.2. Výpočet kinematických veličin sacího ventilu

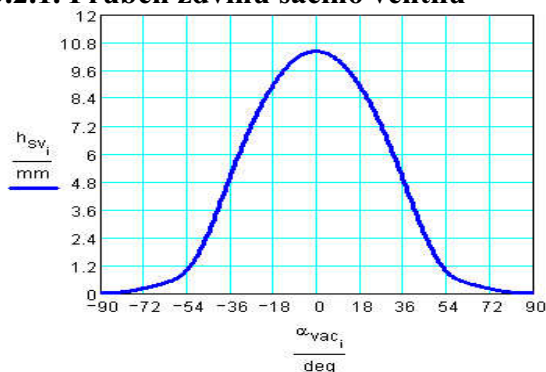
Pro přepočet kinematických veličin ze zdvihátka na stranu ventilů je třeba znát rozměry vahadla, jelikož rozličné rozměry ramen vahadla od osy čepu vahadla způsobují převodový poměr, který lze vypočítat z poměru kinematických veličin nebo poměru ramen vahadla.

$$i_p = \frac{h_{sv}}{h_{zdv}} = \frac{v_{sv}}{v_{zdv}} = \frac{a_{sv}}{a_{zdv}} \quad (9)$$

Rameno vahadla sací sekce rozvodu na straně ventilu: $r_{2s} = 62,7 \text{ (mm)}$

Rameno vahadla sací sekce rozvodu na straně zvedací tyčky: $r_{1s} = 34,7 \text{ (mm)}$

3.2.1. Průběh zdvihu sacího ventilu



Zdvih sacího ventilu v závislosti na otočení vačky:

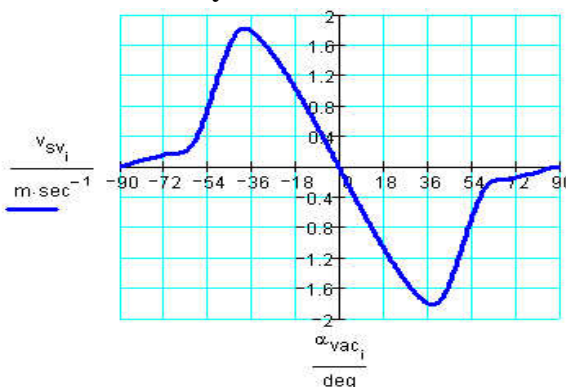
$$h_{sv} = h_{zdv} \cdot \frac{r_{2s}}{r_{1s}} \quad (10)$$

Maximální zdvih sacího ventilu:

$$h_{svmax} = 10,415 \text{ (mm)}$$

Graf 4. Průběh zdvihu sacího ventilu v závislosti na otočení vačky

3.2.2. Průběh rychlosti sacího ventilu



Rychlost sacího ventilu v závislosti na otočení vačky:

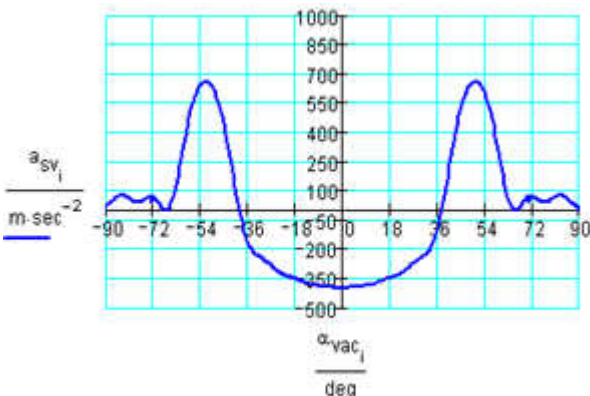
$$v_{sv} = v_{zdv} \cdot \frac{r_{2s}}{r_{1s}} \quad (11)$$

Maximální rychlost sacího ventilu:

$$v_{svmax} = 1,819 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Graf 5. Průběh rychlosti sacího ventilu v závislosti na otočení vačky

3.2.3. Průběh zrychlení sacího ventilu



Zrychlení ventilu v závislosti na otočení vačky:

$$a_{sv} = a_{zdv} \cdot \frac{r_{2s}}{r_{1s}} \quad (12)$$

Maximální zrychlení sacího ventilu

$$a_{svmax} = 658,954 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Maximální zpomalení sacího ventilu:

$$a_{svmin} = -400,473 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Graf 6. Průběh zrychlení sacího ventilu v závislosti na otočení vačky

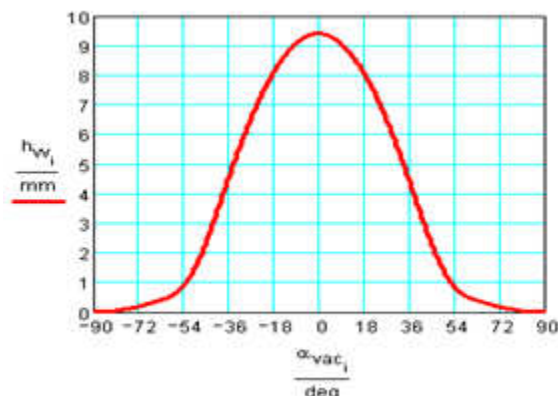
3.3. Výpočet kinematických veličin výfukového ventilu

Pro přepočet kinematických veličin výfukové sekce platí stejné pravidlo jako pro sací, jen s jiným převodovým poměrem vahadla.

Rameno vahadla výfukové sekce rozvodu na straně ventilu: $r_{2v} = 43,1 \text{ (mm)}$

Rameno vahadla výfukové sekce rozvodu na straně zvedací tyčky: $r_{1v} = 26,4 \text{ (mm)}$

3.3.1. Průběh zdvihu výfukového ventilu



Zdvih ventilu v závislosti na otočení vačky:

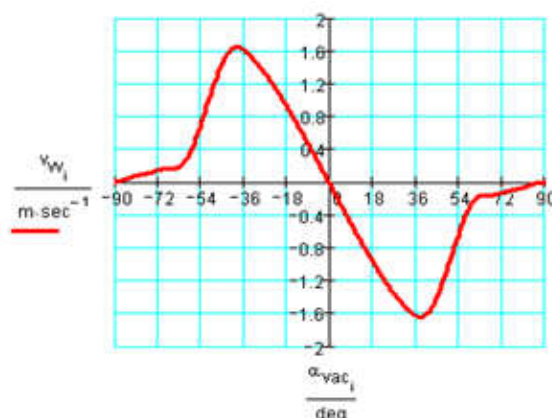
$$h_{vv} = h_{zdv} \cdot \frac{r_{2v}}{r_{1v}} \quad (13)$$

Maximální zdvih výfukového ventilu:

$$h_{vvmax} = 9,41 \text{ (mm)}$$

Graf 7. Průběh zdvihu výfukového ventilu v závislosti na otočení vačky

3.3.2. Průběh rychlosti výfukového ventilu



Rychlost výfukového ventilu v závislosti na otočení vačky:

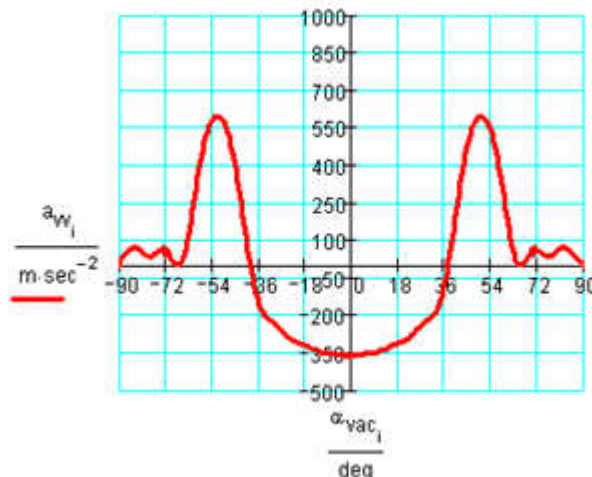
$$v_{vv} = v_{zdv} \cdot \frac{r_{2v}}{r_{1v}} \quad (14)$$

Maximální rychlost výfukového ventilu:

$$v_{vvmax} = 1,643 \left(\frac{m}{s} \right)$$

Graf 8. Průběh rychlosti výfukového ventilu na otočení vačky

3.3.3. Průběh zrychlení výfukového ventilu



Zrychlení výfukového ventilu v závislosti na otočení vačky:

$$a_{vv} = a_{zdv} \cdot \frac{r_{2v}}{r_{1v}} \quad (15)$$

Maximální zrychlení výfukového ventilu:

$$a_{vvmax} = 595,375 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Maximální zpomalení výfukového ventilu:

$$a_{vvmin} = -400,473 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

Graf 9. Průběh zrychlení výfukového ventilu na otočení vačky

3.4. Dynamické namáhání ventilového rozvodu

3.4.1. Výpočet sil působících v sací sekci rozvodu

Sestavení matematických modelů rozvodových mechanismů lze provést na různé úrovni, přičemž složitější matematické modely nejsou problematické z hlediska výpočtu, ale spíše v přesném stanovení množství potřebných parametrů, jako jsou např. hodnoty tlumících součinitelů a dalších parametrů. Složitější model pak prakticky nepřináší přesnější výsledky, neboť obsahuje chyby vstupních veličin, které musejí být často odhadovány.

Budu-li všechny části rozvodu s výjimkou pružiny uvažovat za dokonale tuhá, lze použít metodu redukce na vhodně zvolený člen. Z hlediska namáhání je třeba vypočítat setrvačné síly v ose zdvihátka a ventilu, proto je účelné zavést redukci mechanismu do osy zdvihátka a do osy ventilu.

Redukce

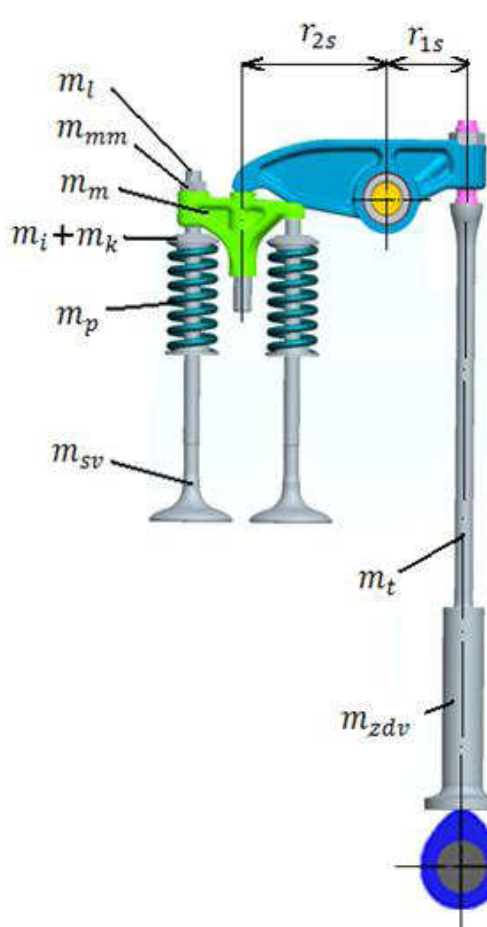
- ✚ Při redukci hmotností a tuhostí vycházím z požadavku, že v každém okamžiku jsou kinetická a potenciální energie původního a redukovaného mechanismu stejné.
- ✚ Pro zjednodušení nebudu uvažovat změny převodového poměru vlivem velkých výchylek vahadla a naklonění rozvodové tyčky. Převod tedy budu uvažovat konstantní.

Hmotnosti součástí ventilového rozvodu na straně zdvihátka

Hmotnost ventilového zdvihátka : $m_{zdv} = 0.1859 \text{ (kg)}$

Hmotnost zvedací tyčky : $m_t = 0.1034 \text{ (kg)}$

Hmotnosti součástí ventilového rozvodu na straně ventilů



Hmotnost sacího ventilu: $m_{sv} = 0,0717 \text{ (kg)}$

Hmotnost misky pružiny ventilu: $m_i = 0,0097 \text{ (kg)}$

Hmotnost dvoudílné kuželové

vložky: $m_k = 0,0021 \text{ (kg)}$

Hmotnost ventilového můstku: $m_m = 0,0627 \text{ (kg)}$

Hmotnost šroubu můstku: $m_l = 0,0053 \text{ (kg)}$

Hmotnost matice můstku: $m_{mm} = 0,0023 \text{ (kg)}$

Hmotnost zvedací tyčky: $m_t = 0,103 \text{ (kg)}$

Hmotnost zdvihátka: $m_{zdv} = 0,186 \text{ (kg)}$

Hmotnosti ventilové pružiny:

Hustota materiálu pružiny: $\rho = 7829 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Průměr drátu pružiny: $d_d = 3,15 \text{ (mm)}$

Celkový počet závitů pružiny: $z_c = 7,2$

Střední průměr závitů pružiny: $D_s = 19,15 \text{ (mm)}$

Hmotnost ventilové pružiny:

$$m_p = \frac{\pi \cdot d_d^2}{4} \cdot \pi \cdot D_s \cdot z_c \cdot \rho \quad (16)$$

$$m_p = 0,026 \text{ (kg)}$$

Rozměry(převod) sacího vahadla :

- Rameno sacího vahadla na straně ventilu :

$$r_{2s} = 62,7 \text{ (mm)}$$

- Rameno sacího vahadla na straně zvedací tyčky:

$$r_{1s} = 34,7 \text{ (mm)}$$

Obr.53 Samostatná sací sekce OHV rozvodu

Moment setrvačnosti sestavy sacího vahadla, tj. včetně seřizovacího šroubu a matice vzhledem k ose kývání je:

$$I_{vahs} = 227,815 \quad (\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$$

Moment setrvačnosti byl vypočítán programem Pro Engineer, ve kterém byl model vahadla šroubu a matice sestaven.

✚ Redukovaná hmotnost do osy ventilu:

$$m_{vsred} = m_{s0} + \frac{1}{2} \cdot \frac{I_{vahs} \cdot \omega_{vahs}^2}{v_{svmax}^2} + m_{s1} \cdot \frac{v_{zdvmax}^2}{v_{svmax}^2} \quad (17)$$

,kde je maximální rychlost zdvihátka: $v_{zdvmax} = 1,00668 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

maximální rychlost sacího ventilu: $v_{svmax} = 1,819 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

úhlová rychlost sacího vahadla:

$$\omega_{vahs} = \frac{v_{zdvmax}}{r_{1s}} = \frac{v_{svmax}}{r_{2s}} \quad \omega_{vahs} = 29,011 \quad \left(\frac{1}{\text{s}}\right) \quad (18)$$

$$m_{s0} = m_{sv} + m_i + \frac{1}{3}m_p + m_k + \frac{1}{2}m_m + \frac{1}{2}m_l + \frac{1}{2}m_{mm}$$

$$m_{s1} = \frac{1}{2}m_{zdv} + \frac{1}{2}m_t$$

Po dosazení do rovnice (17) vyjde hmotnost redukována do osy ventilu:

$$m_{vsred} = 0,201 \quad (\text{kg})$$

✚ Redukovaná hmotnost do osy zdvihátka:

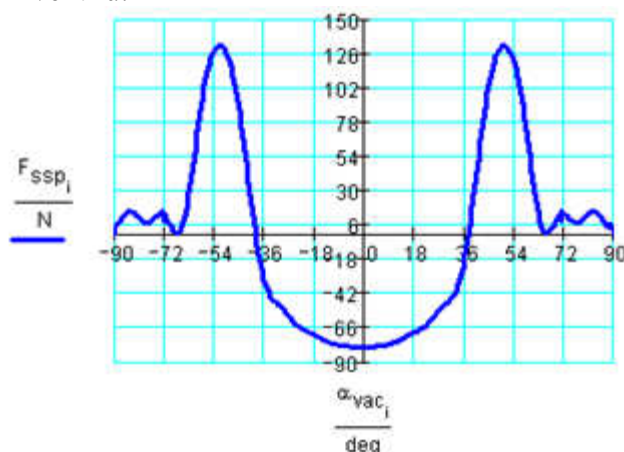
$$m_{zsred} = 2m_{s1} + \frac{I_{vahs} \cdot \omega_{vahs}^2}{v_{zdvmax}^2} + 2m_{s0} \cdot \frac{v_{svmax}^2}{v_{zdvmax}^2} \quad (19)$$

Po dosazení a výpočtu do rovnice (19) vyjde redukována hmotnost do osy zdvihátka

$$m_{zsred} = 1,311 \quad (\text{kg})$$

3.4.1.1. Setrvačná síla působící v ose jednoho sacího ventilu

Velikost setrvačných sil v rozvodovém mechanismu je určena velikostí zrychlení a hmotností jednotlivých součástí. Setrvačná síla působící na pružinu sacího ventilu je vypočtena z Newtonova zákona vynásobením zrychlení sacího ventilu redukovanou hmotností do osy ventilu.



Setrvačná síla:

$$F_{ssp} = m_{vsred} \cdot a_{sv} \quad (20)$$

Maximální setrvačná síla působící v ose sacího ventilu:

$$F_{sspmax} = 132,277 \quad (\text{N})$$

Minimální setrvačná síla působící v ose sacího ventilu:

$$F_{sspmin} = -80,39 \quad (\text{N})$$

Graf 10. Průběh setrvačné síly působící v ose jednoho sacího ventilu

3.4.1.2. Síly působící (v ose zdvihátka) mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu

Při výpočtu sil v ose zdvihátka (mezi zdvihátkem a vačkou), se musí uvažovat nejen působení setrvačné síly, ale i současné působení sil od ventilových pružin.

Síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu:

$$F_{ps} = c_p h_{sv} + F_{mp} \quad (21)$$

, kde F_{mp} je síla montážního předpětí ventilové pružiny.

Síla montážního předpětí ventilové pružiny - musí být tak velká, aby se uzavřený ventil neotevřel vlivem působením tlaku plynů např. při poklesu tlaku ve válci. Pružiny se používají stejné pro sací i výfukové ventily.

$$F_{mp} = c_p (L_p - l_p) \quad F_{mp} = 184,479 \text{ (N)}$$

, kde výraz v závorce je montážní stlačení pružiny a c_p tuhost šroubové pružiny, která se

$$\text{vypočte z rovnice:} \quad c_p = \frac{1}{8} \frac{G_p \cdot d_d^4}{z_p \cdot D_s^3} \quad c_p = 27,129 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right) \quad (22)$$

Modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku: $G_p = 80500 \text{ (MPa)}$

Rozměry ventilové pružiny:

$$\begin{aligned} \text{- Délka volné pružiny:} & L_p = 42,8 \text{ (mm)} \\ \text{- Délka zamontované pružiny:} & l_p = 36 \text{ (mm)} \\ \text{- Střední průměr závitů pružiny} & D_s = D_v - d_d \\ & D_s = 19,15 \text{ (mm)} \\ \text{- Vnější průměr pružiny:} & D_v = 22,3 \text{ (mm)} \\ \text{- Průměr drátu pružiny:} & d_d = 3,15 \text{ (mm)} \\ \text{- Počet činných závitů pružiny:} & z_p = 5,2 \text{ (mm)} \end{aligned} \quad (23)$$

✚ Síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu: se stanoví ze vzorce

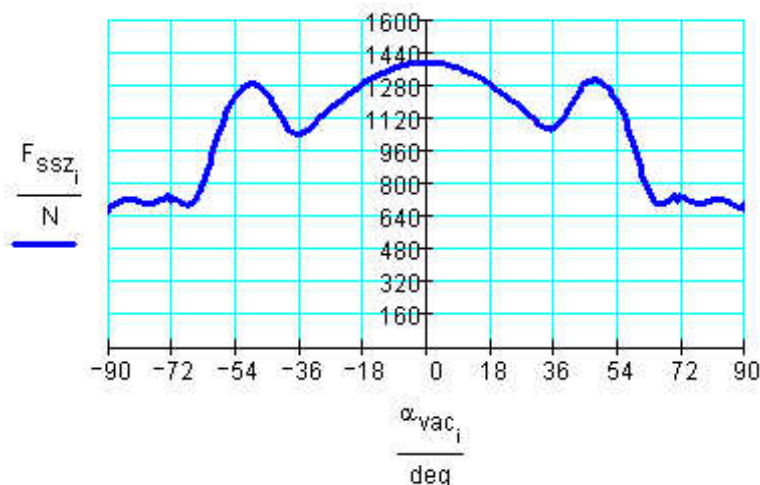
$$F_{ps} = c_p h_{sv} + F_{mp} \quad (24)$$

a její maximální hodnota je :

$$F_{psmax} = 467,028 \text{ (N)}$$

Nyní lze vyjádřit sílu působící (v ose zdvihátka) mezi zdvihátkem a vačkou v sací části.

✚ Síla mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu:



$$F_{ssz} = m_{zsred} \cdot a_{zdv} + \frac{r_{2s}}{r_{1s}} \cdot 2F_{ps} \quad (25)$$

Maximální síla mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu :

$$F_{sszmax} = 1398 \text{ (N)}$$

Minimální síla mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu:

$$F_{sszmin} = 666,692 \text{ (N)}$$

Graf 11. Průběh síly mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu v závislosti na otočení vačky

Z průběhu celkové síly mezi zdvihátkem a vačkou vyplývá, že při jmenovitých otáčkách motoru nedojde k přerušení kontaktu a odskoku zdvihátka od vačky v sací sekci rozvodu.

3.4.2. Výpočet sil působících ve výfukové sekci rozvodu

Hmotnosti součástí ventilového rozvodu na straně zdvihátka

Hmotnost ventilového zdvihátka: $m_{zdv} = 0,1859 \text{ (kg)}$

Hmotnost zvedací tyčky: $m_t = 0,1034 \text{ (kg)}$

Hmotnosti součástí ventilového rozvodu na straně ventilů

Hmotnost výfukového ventilu: $m_{vv} = 0,0674 \text{ (kg)}$

Hmotnost misky pružiny ventilu: $m_i = 0,0097 \text{ (kg)}$

Hmotnost dvoudílné kuželové vložky: $m_k = 0,0021 \text{ (kg)}$

Hmotnost ventilového můstku: $m_m = 0,0627 \text{ (kg)}$

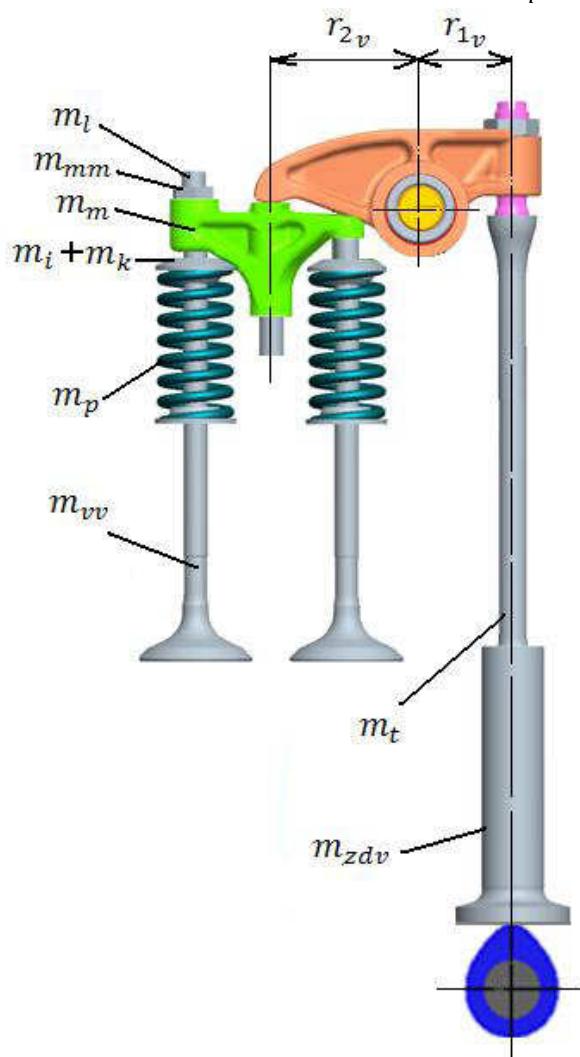
Hmotnost šroubu můstku: $m_l = 0,0053 \text{ (kg)}$

Hmotnost matice můstku: $m_{mm} = 0,0023 \text{ (kg)}$

Hmotnost zvedací tyčky: $m_t = 0,103 \text{ (kg)}$

Hmotnost zdvihátka: $m_{zdv} = 0,186 \text{ (kg)}$

Hmotnosti ventilové pružiny: $m_p = 0,026 \text{ (kg)}$



(Ventilová pružina je stejná jak pro sací, tak pro výfukovou sekci a její výpočet byl proveden již v sací sekci rozvodu.)

Rozměry (převod) výfukového vahadla:

-Rameno výfukového vahadla na straně ventilu:

$$r_{2v} = 43,1 \text{ (mm)}$$

-Rameno výfukového vahadla na straně zvedací tyčky:

$$r_{1v} = 26,4 \text{ (mm)}$$

-Moment setrvačnosti sestavy výfukového vahadla, seřizovacího šroubu a matice vzhledem k ose kývání:

$$I_{vahv} = 119,1366 \text{ (kg.mm}^2\text{)}$$

Moment setrvačnosti byl vypočítán programem ProEngineer, ve kterém byl model sestavy vahadla, šroubu a matice sestaven.

Obr.54 Samostatný výfukový OHV rozvod

✚ Redukovaná hmotnost do osy ventilu:

$$m_{vvred} = m_{v0} + \frac{1}{2} \cdot \frac{I_{vahv} \cdot \omega_{vahv}^2}{v_{vvmax}^2} + m_{v1} \cdot \frac{v_{zdvmax}^2}{v_{vvmax}^2} \quad (26)$$

,kde maximální rychlost zdvihátka je : $v_{zdvmax} = 1,00668 \left(\frac{m}{s}\right)$

maximální rychlost výfukového ventilu: $v_{vvmax} = 1,64349 \left(\frac{m}{s}\right)$

úhlová rychlost výfukového vahadla

$$\omega_{vahv} = \frac{v_{zdvmax}}{r_{1v}} = \frac{v_{vvmax}}{r_{2v}} \quad \omega_{vahv} = 38,132 \left(\frac{1}{s}\right) \quad (27)$$

$$m_{v0} = m_{vv} + m_i + \frac{1}{3}m_p + m_k + \frac{1}{2}m_m + \frac{1}{2}m_l + \frac{1}{2}m_{mm}$$

$$m_{v1} = \frac{1}{2}m_{zdv} + \frac{1}{2}m_t$$

Po dosazení a výpočtu rovnice (26) vyjde hmotnost redukovaná do osy ventilu:

$$m_{vvred} = 0,209 \text{ (kg)}$$

✚ Redukovaná hmotnost do osy zdvihátka:

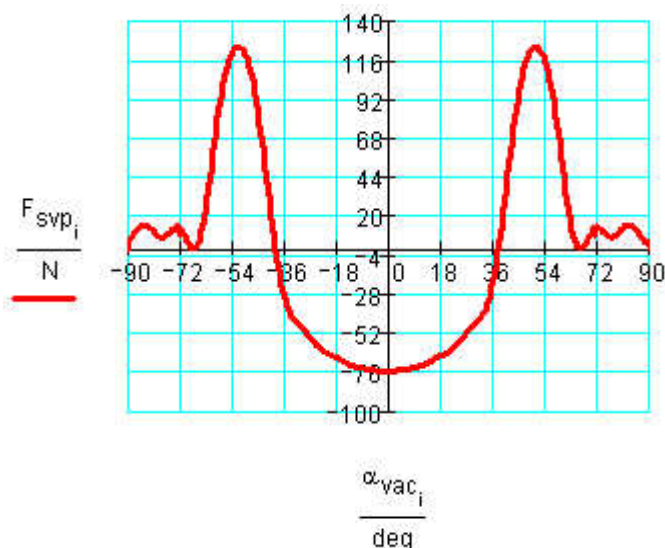
$$m_{zvred} = 2m_{v1} + \frac{I_{vahv} \cdot \omega_{vahv}^2}{v_{zdvmax}^2} + 2m_{v0} \cdot \frac{v_{vvmax}^2}{v_{zdvmax}^2} \quad (28)$$

Po dosazení a výpočtu rovnice (28) vyjde redukovaná hmotnost do osy zdvihátka

$$m_{zvred} = 1,117 \text{ (kg)}$$

3.4.2.1. Setrvačná síla působící v ose jednoho výfukového ventilu

$$\text{Setrvačná síla: } F_{svp} = m_{vvred} \cdot a_{vv} \quad (29)$$



Maximální setrvačná síla působící v ose ventilu:

$$F_{svpmax} = 124,73 \text{ (N)}$$

Minimální setrvačná síla působící v ose ventilu:

$$F_{svpmin} = -75,803 \text{ (N)}$$

Graf 12. Průběh setrvačné síly působící na ventilovou pružinu výfukového ventilu

3.4.2.2. Síly působící (v ose zdvihátka) mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu

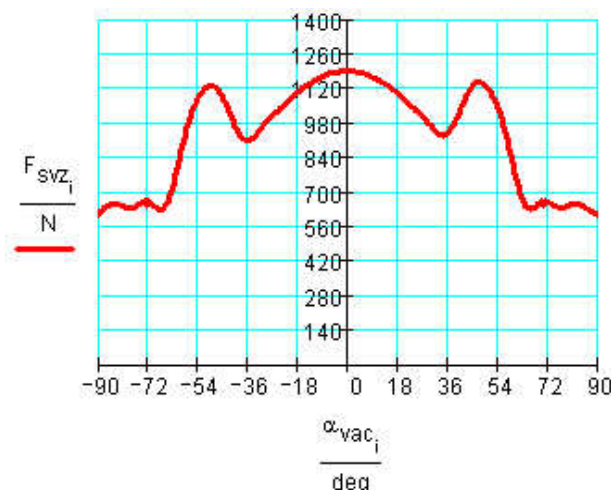
Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu

$$F_{pv} = c_p \cdot h_{vv} + F_{mp} \quad (30)$$

,kde její maximální hodnota bude:

$$F_{pvmax} = 439.766 \text{ (N)}$$

Síla mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu:



$$F_{svz} = m_{zvred} \cdot a_{zdv} + \frac{r_{2v}}{r_{1v}} \cdot 2F_{pv} \quad (31)$$

Maximální síla mezi zdvihátkem a vačkou:

$$F_{svzmax} = 1189 \text{ (N)}$$

Minimální síla mezi zdvihátkem a vačkou:

$$F_{svzmin} = 602,365 \text{ (N)}$$

Graf 13. Průběh síly mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu

Z průběhu celkové síly mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu vyplývá, že při jmenovitých otáčkách motoru nedojde k přerušení kontaktu a odskoku zdvihátka od vačky.

3.5. Kontrolní pevnostní výpočet ventilové pružiny

Pružiny všech ventilů bývají stejné jak pro sací, tak pro výfukovou sekci rozvodu bez ohledu na rozdílné hmotnosti a rozměry. Namáhání drátu ventilové pružiny krouticím momentem se stanoví z rovnice:

$$M_k = \frac{F_{ps} \cdot D_s}{2} \text{ (Nm)} \quad (32)$$

,kde předpokladem je, že síla F_p působí v ose pružiny. Výpočet je proveden jen pro sací pružinu, protože má větší pracovní zdvih jak výfuková pružina

✚ smykové napětí vyvolané krouticím momentem:

$$\tau_0 = \frac{M_k}{W_k} \text{ (MPa)} \quad (33)$$

✚ kde modul průřezu drátu pružiny je: $W_k = \frac{\pi \cdot d_d^3}{16} \text{ (m}^3\text{)}$ (34)

U skutečné pružiny však největší smykové napětí vyvolané krutem vzniká v místech, která jsou nejbližší k ose pružiny, tzn. na vnitřním průměru závitů. Kromě toho posouvající síla F_p vyvolává i smykové napětí v příčném průřezu drátu. Proto se dovolené napětí τ_0 upravuje korekčním součinitelem k_s .

- ✚ výsledné smykové napětí tedy je : $\tau = \tau_0 * k_s$ (35)
 ,kde poměr středního průměru D_s pružiny a průměru drátu d_d pružiny bývá nejčastěji 5 až 12.

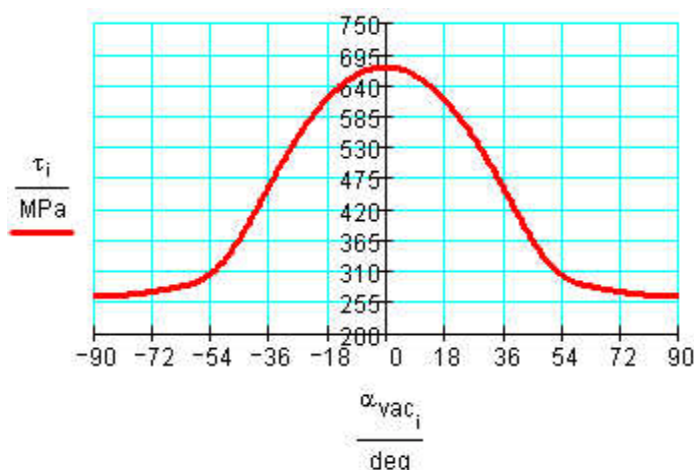
V tomto případě:

$$m = \frac{D_s}{d_d} \quad m = 6,079$$

- ✚ korekční součinitel napětí na vliv zakřivení drátu:

$$k_s = \frac{4m-1}{4m+4} + \frac{0,615}{m} \quad k_s = 0,925 \quad (36)$$

- ✚ Výsledné smykové napětí sací šroubové pružiny vypočtené z rovnice (35):



Maximální výsledné smykové napětí:

$$\tau_{max} = 673,706 \text{ (MPa)}$$

Minimální výsledné smykové napětí:

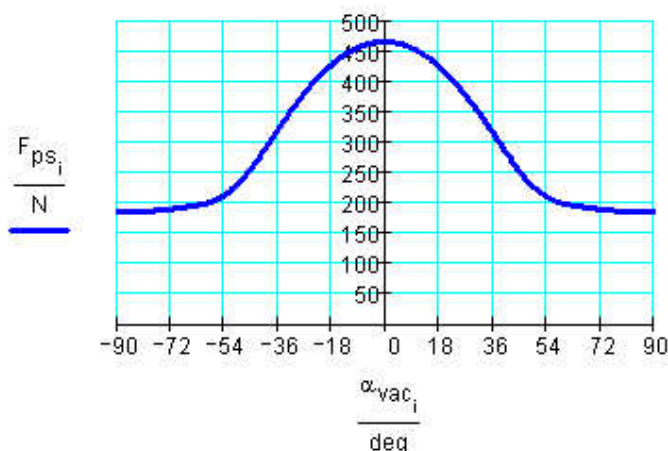
$$\tau_{min} = 266,124 \text{ (MPa)}$$

Graf 14. Průběh výsledného smykového napětí pružiny v sací sekci rozvodu

U starší pružinové oceli nemělo napětí překročit 590 MPa. V našem případě je však použita pružina ze speciálního drátu dle normy **DIN 17 223 VD SiCr-3.15**, kde drát je ještě kuličkován a získá tak větší odolnost vůči smykovému napětí. Napětí této pružiny by nemělo překročit 750 MPa. Tato ventilová pružina tedy vyhovuje, jelikož její max. smykové napětí τ_{max} je 673,706 (MPa).

3.6. Síly působící mezi vahadlem a můstkem sací sekce rozvodu:

3.6.1. Síla ventilové pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu:



$$F_{ps} = c_p h_{sv} + F_{mp} \quad (37)$$

a její maximální hodnota je :

$$F_{psmax} = 467,028 \text{ (N)}$$

Graf 15. Síla ventilové pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu

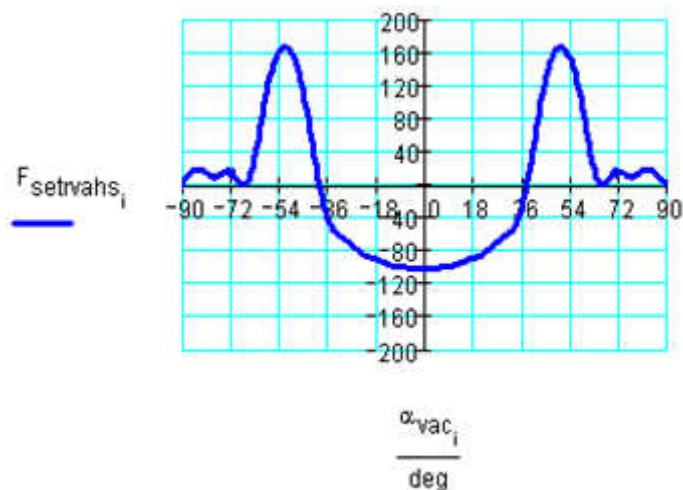
3.6.2. Setrvačná síla působící na rameno vahadla sací sekce na straně ventilů:

Se stanoví ze vzorce:

$$F_{setrvahs} = a_{sv} + m_{setrvahs} \quad (38)$$

,kde $m_{setrvahs}$ jsou hmotnosti pohybujících se součástí sací sekce rozvodu a a_{sv} je zrychlení sacího ventilu

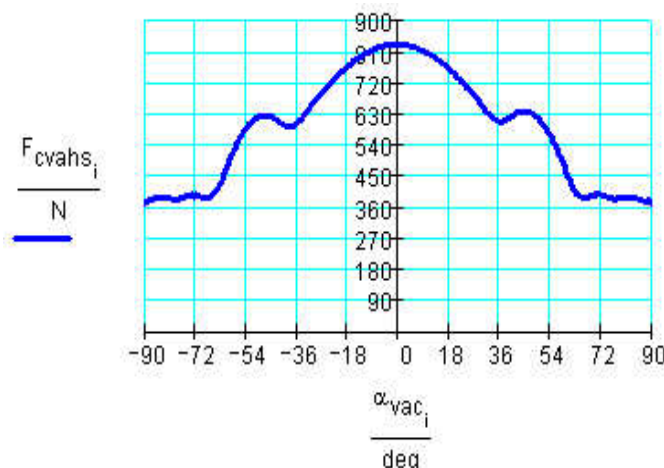
$$m_{setrvahs} = 2 \cdot \left(m_{sv} + \frac{1}{3} m_p + m_i + m_k \right) + m_m + m_l + m_{mm} \quad m_{setrvahs} = 0,255 \text{ (kg)}$$



Maximální hodnota setrvačné síly:

$$F_{setrvahsmax} = 167,98 \text{ (N)}$$

Graf 16. Průběh setrvačné síly působící na rameno sacího vahadla na straně ventilů

3.6.3. Síla mezi vahadlem a můstkem sací sekce rozvodu

$$F_{cvahs} = F_{setrvahs} + 2F_{ps} \quad (39)$$

Kde její maximum je:

$$F_{cvahsmax} = 832,226 \text{ (N)}$$

a minimum:

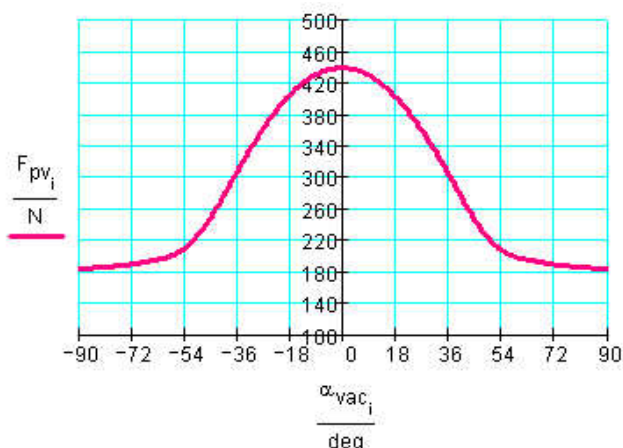
$$F_{cvahsmin} = 368,967 \text{ (N)}$$

Graf 17. Průběh síly mezi vahadlem a můstkem sací sekce rozvodu

3.7 Síly působící mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce rozvodu:**3.7.1. Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu**

Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu se vypočte z rovnice:

$$F_{pv} = c_p h_{vv} + F_{mp} \quad (40)$$



Kde její maximum je:

$$F_{pvmax} = 439,766 \text{ (N)}$$

Graf 18 Sílka pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu

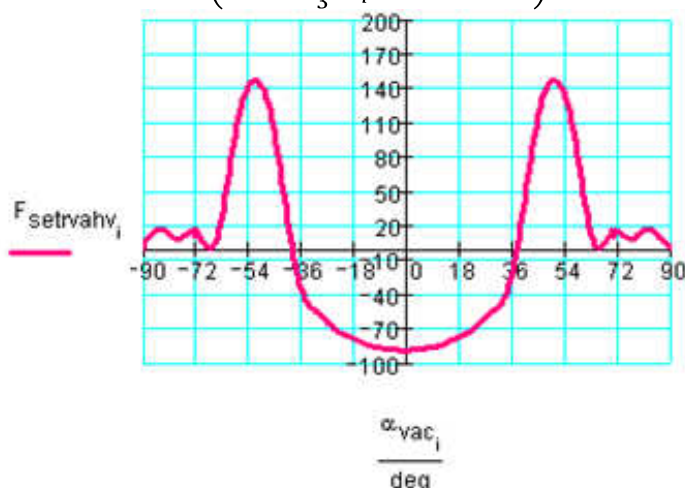
3.7.2. Setrvačná síla působící na rameno vahadla výfukové sekce na straně ventilů

Se vypočte ze vzorce:

$$F_{setrvahv} = a_{vv} + m_{setrvahv} \quad (41)$$

,kde $m_{setrvahv}$ jsou hmotnosti pohybujících se součástí výfukové sekce rozvodu a a_{vv} je zrychlení výfukového ventilu

$$m_{setrvahv} = 2 \cdot \left(m_{vv} + \frac{1}{3} m_p + m_i + m_k \right) + m_m + m_l + m_{mm} \quad m_{setrvahv} = 0,246 \text{ (kg)}$$



Maximální setrvačná síla:

$$F_{setrvahvmax} = 146,652 \text{ (N)}$$

Graf 19. Průběh setrvačné síly působící na rameno výfukového vahadla na straně ventilů

3.7.3. Sílka mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce rozvodu

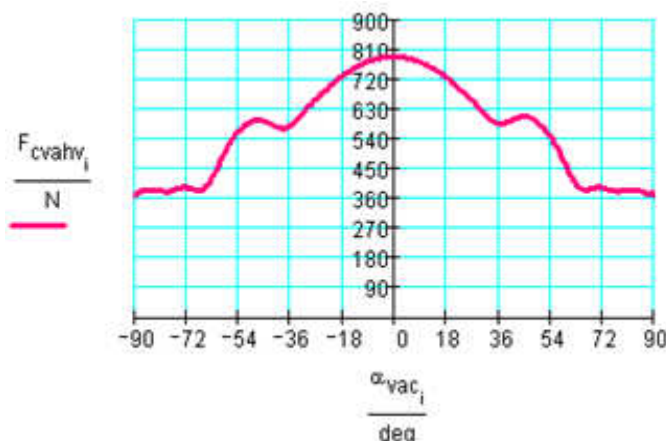
$$F_{cvahv} = F_{setrvahv} + 2F_{pv} \quad (42)$$

Kde její maximum je:

$$F_{cvahvmax} = 790,63 \text{ (N)}$$

a minimum:

$$F_{cvahvmin} = 368,966 \text{ (N)}$$



Graf 20. Průběh síly mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce

4. Vytvoření modelu ventilového rozvodu OHV v prostředí MBS

4.1 Multi Body Systém MSC. Adams 2005

Použitím ADAMS/Engine, lze rychle vytvořit virtuální model ventilového rozvodu, časovacího mechanismu nebo klikového pohonu k analýzám chování příslušných modelů.

Základními a nejdůležitějšími moduly jsou:

ADAMS/View – grafické uživatelské rozhraní (Preprocessing, Postprocessing)

ADAMS/Solver – slouží k výpočtu statiky, kinematiky a dynamiky.

Součástí Msc.Adams2005 jsou moduly: AAircraft, ACar, ACar RealTime, ADriveline, AEngine, AFlex, AChassis, AInsight, APostProcessor, ARail, ASolver, AView

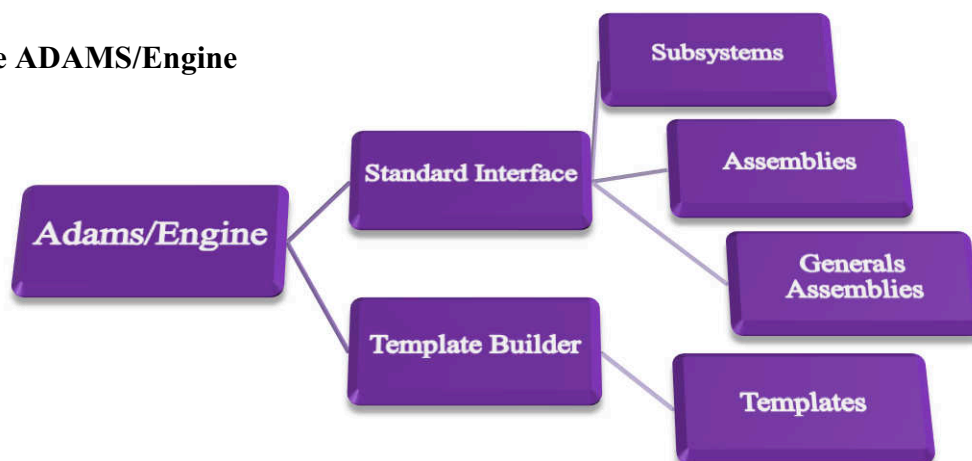
4.2. Modul ADAMS/Engine

ADAMS/Engine je speciální prostředí pro tvorbu analyzování modelů částí motoru nebo celého motoru.

ADAMS/Engine umožňuje rychlejší a detailnější analýzu modelu s menší náročností na čas. Nespornými výhodami tedy jsou:

- ✚ analýzy vlastností návrhu a jeho úpravy před postavením a testováním fyzického modelu (prototypu).
- ✚ studování, jak konstrukční změny ovlivňují funkci a vlastnosti modelu.
- ✚ analyzování konstrukčních změn je rychlejší a levnější než testování fyzického modelu. Může se například změnit pružina příkazem v programu, místo čekání na mechanika, než nainstaluje jinou pružinu k testování.

4.2.1 Hierarchie ADAMS/Engine



Obr. 55 Hierarchie programu Adams/Engine

- A) Template Builder (Stavitel) - zde se vytváří nová šablona (Template), kterou pak po přepnutí do Standard Interface (v Tools) otevřeme.

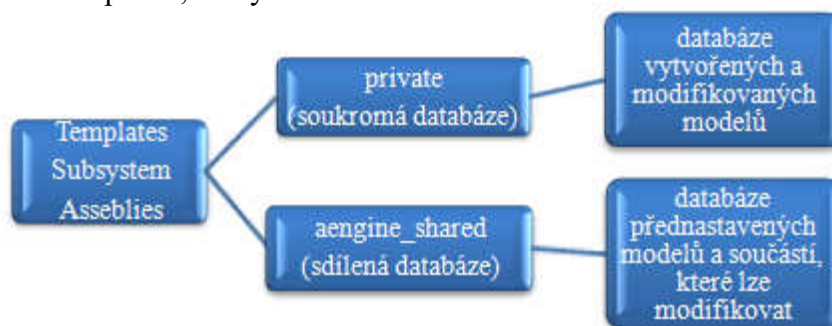
Pozn. K použití Template Builder, se musí nastavit dle Helpu konfigurační soubor acar.cfg.

- B) Standard Interface (Standardní rozhraní) - umožňuje vytvoření nebo použití existujících podsystémů (Subsystem) načtením z šablon (Templates), sestav

(Assemblies). V tomto rozhraní se podsystémy a sestavy kompletují a probíhají analýzy modelů.

- ✚ Templates (šablony) - vytvářejí se v *Template Builder* (staviteli), přímo stavbou modelu případně dalším parametrizováním v *Builderu* nebo ve *Standard Interface*.
- ✚ Subsystem (podsystém) - načítají z *Templates* a lze v něm měnit *Hardpoints* (pevné body), *Construction Frames* (konstrukční rámy) nebo *Parameter Variable* (variabilní parametry).
- ✚ Assemblies (sestava) - skládá se ze subsystémů jednoho či více. U ventilového rozvodu je tato volba označena jako *Single Valve Train Assembly*. K analyzování jednoho ventilového rozvodu, nebo zkompletování ventilového rozvodu pro všechny válce s vačkovým hřídelem se zvolí *General Assembly*.

Uložení a načítání Templates, Subsystem a Assemblies :



Obr.56 Systém databází programu Adams/Engine

4.2.2 Názvosloví programu ADAMS

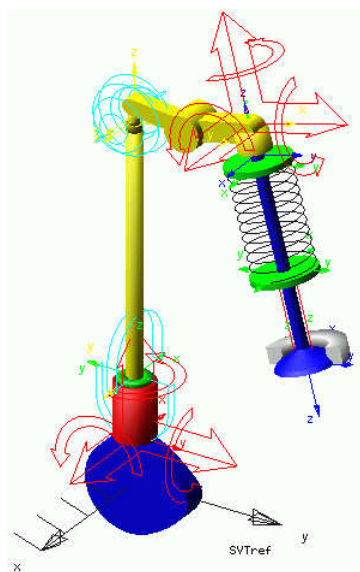
- ✚ HardPoints (body) - pomocné body definující polohu nikoliv orientaci. Hardpointy se staví a mažou v *Template Builder*.
- ✚ Markers (pomocné souřadné systémy) - definuje lokální souřadný systém na tělesu (part) nebo na zemi (ground).
- ✚ Parts (tělesa) - samostatná tělesa definovaná polohou, momentem setrvačnosti a tvarem. Tělesa lze řešit buď jako tuhá nebo jako pružná.
- ✚ Constraints (vazby) - kinematické vazby mezi tělesy:
 - Joints - definují přesné spojení mezi dvěma tělesy a pohyb těles.
 - Bushing - kluzná ložiska
- ✚ Forces (síly) - silové účinky mezi tělesy charakterizované polohou, orientací a velikostí.
 - pružina, tlumič
 - osamělá síla, silová dvojice,...
- ✚ Geometry - tvar tělesa. Nejsou-li hmotnost a momenty setrvačnosti tělesa známi, lze na základě geometrie tělesa hmotnost a momenty setrvačnosti přímo v Adams spočítat.
- ✚ Model - konstrukční systém složený z markerů, těles (Part), vazeb (constraints), sil (forces), momentů (moution),.....

4.3 Vytvoření ventilového rozvodu OHV s plochým zdvihátkem v Adams/Engine

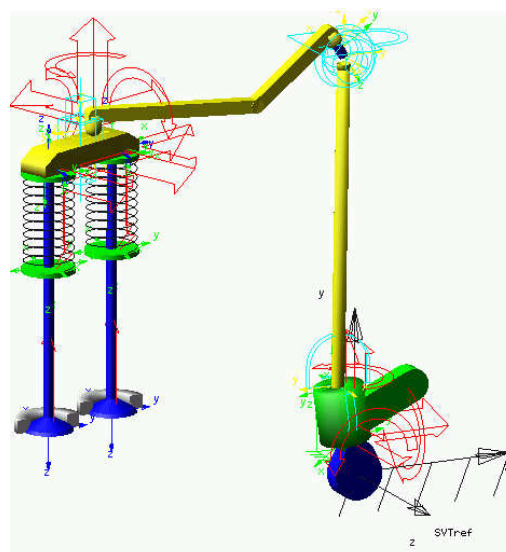
Jak již bylo řečeno, Adams/Engine obsahuje přednastavené šablony ventilových rozvodů OHV. Je to ventilový rozvod OHV a) dvouventilovou nebo b) čtyřventilovou technikou na válec motoru.

a) Pushrod Rocker – tento samostatný ventilový rozvod se skládá z vačky, zdvihátka s plochým dnem, zvedací tyčky, vahadla a jednoho ventilu s pružinou.

b) Pushrod Rocker and Bridge Valvetrain - tento samostatný ventilový rozvod se skládá z vačky, zdvihátka s kladkou, zvedací tyčky, vahadla, můstku a dvou ventilů s pružinami.



a) Pushrod Rocker



b) Pushrod Rocker and Bridge Valvetrain

Obr.57 Šablony ventilových rozvodu v Adams/Engine

V mém případě se však jedná o ventilový rozvod s můstkem jako ve variantě b), avšak s plochým zdvihátkem.

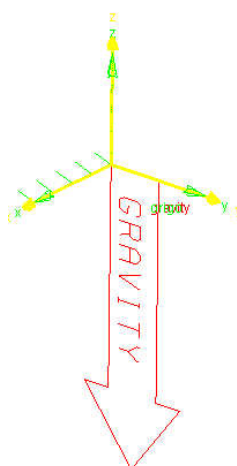
Při stavbě ventilového rozvodu bylo tedy velice důležité pochopit princip činnosti a sestavení obou rozvodů za současného využití nápovědy a podpory pro stavbu modelů v Adams/Engine.

Model ventilového rozvodu se tedy bude skládat z následujících těles:

-  Ground - je to těleso (Part) bez hmotnosti, které je vytvořeno v každém modelu v Adams/Engine. Jeho souřadný systém je shodný s globálním souřadným systémem.
-  Cam - vačka
-  Tappet - zdvihátko (s plochým dnem)
-  Pushrod - zvedací (tlačná) tyčka
-  Rocker - vahadlo
-  Crosshead - můstek

- ✚ Valve1 - ventil
- ✚ Valve2 - ventil
- ✚ Plate_bottom - talířek nahrazující podložku pružiny (je umístěný v hlavě válců, kde se o něj pružina opírá)
- ✚ Plate_top - talířek umístěný na dřiku ventilu, o který se opírá druhý konec pružiny. Nahrazuje misku pružiny s kuželovými vložkami
- ✚ Valve_Spring1 - ventilová pružina pro první ventil
- ✚ Valve_Spring2 - ventilová pružina pro druhý ventil

4.3.1 Vytvoření základních částí modelu

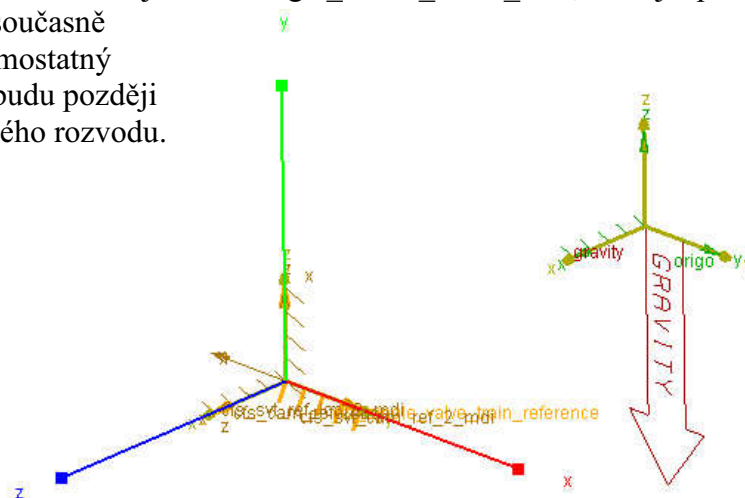


- 1) New Template: Nejprve bylo nutné vytvořit šablonu, ve které již Adams vytvořil těleso Ground s Markerem Origo v počátku souřadného systému a těleso cv_Part se silou Gravity charakterizující gravitační sílu.
- 2) Input Communicators a Mount Parts: Při tvorbě šablony bylo nutné dále vytvořit *Input Communicators* (vstupní komunikátory), které informují Adams/Engine o poloze a orientaci částí ventilového rozvodu v šabloně, které pak spolu navzájem spolupracují (např. o poloze a orientaci vačky, řízení úhlové, rychlosti vačky, síly od tlaku plynů, tlaku oleje ...)
- 3) Mount Part - montážním členem je například vačkový hřídel nazvaný mts_camshaft, ke kterému připojím vačky. Dalším montážním členem je mts_cylinder_head (označuje hlavu válců).

Obr.58 Marker Origo

- 4) Construction Frames – pomocí vytvořeného konstrukčního rámu, se budu odkazovat, na vstupní komunikátory polohy a orientace samostatného ventilového rozvodu. Construction Frames pak zobrazí v podobě markerů (pomocné souřadné systémy) pevně spojených s GROUNDem.

Prvním markerem konstrukčního rámu je cfs.Single_Valve_Train_ref, což je pomocný souřadný systém šablony, ale současně hlavní souřadný systém pro samostatný ventilový rozvod, ke kterému budu později umisťovat další tělesa ventilového rozvodu.



Obr. 59 Hlavní systém samostatného ventilového rozvodu

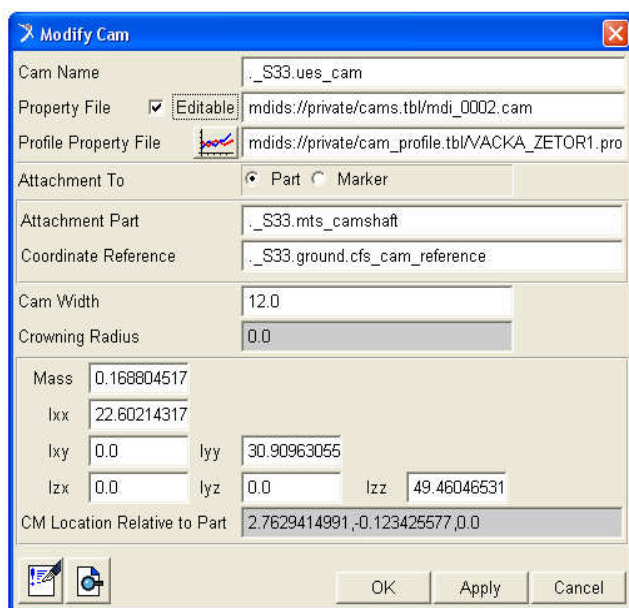
4.3.1.1 Vytvoření vačky (Cam)

Adams/Engine dokáže vygenerovat profil vačky na základě zdvihu ventilů v závislosti na natočení vačkového hřídele ve *Standart Interface* příkazem v menu Tools - Generate Cam.

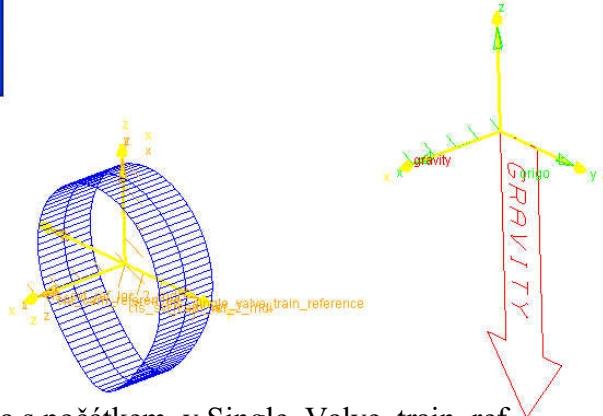
V mém případě na základě podkladů zdvih ventilu neznám. Druhou variantou je, vložit profil vačky se sdílené databáze v Template Builder a následně profil této vačky modifikovat změnou načtení vstupního souboru s X,Y,Z souřadnicemi mé vačky příkazem Modify Cam-Profile Property File.

Vačku jsem tedy vytvořil s počátkem v souřadném systému *cfs_cam_reference* a připojenou k montážní součásti *mts_camshaft*, kde *cfs*-označuje, že se jedná o *Construction Frame*.

(- *mts* je označení pro *Mount Parts*)



Obr.60 Modifikační tabulka vačky



Obr.61 Vačka s počátkem v *Single_Valve_train_ref*

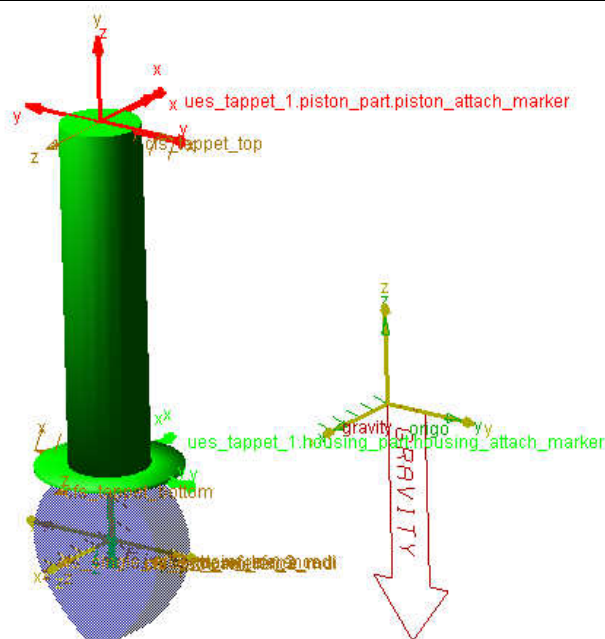
4.3.1.2 Vytvoření zdvihátka (Tappet)

Zdvihátko je omezeno (Constrained) dle přednastavených šablon Adams/Engine tzv. *mts_Cylinder_head* (což doslovným překladem je hlava válců), ve skutečnosti je však v bloku motoru. Proto jsem nastavil jako mount part také *mts_cylinder_head*, aby případně později nevznikaly problémy s komunikací připojení ventilového rozvodu k dalším částem motoru. Na samotné řešení ventilového rozvodu to nemá vliv, protože rozměry a sestavení ventilového rozvodu určují jiné funkce.

Před tím, než vytvořím zdvihátko, musím vytvořit opět *Construction Frames*



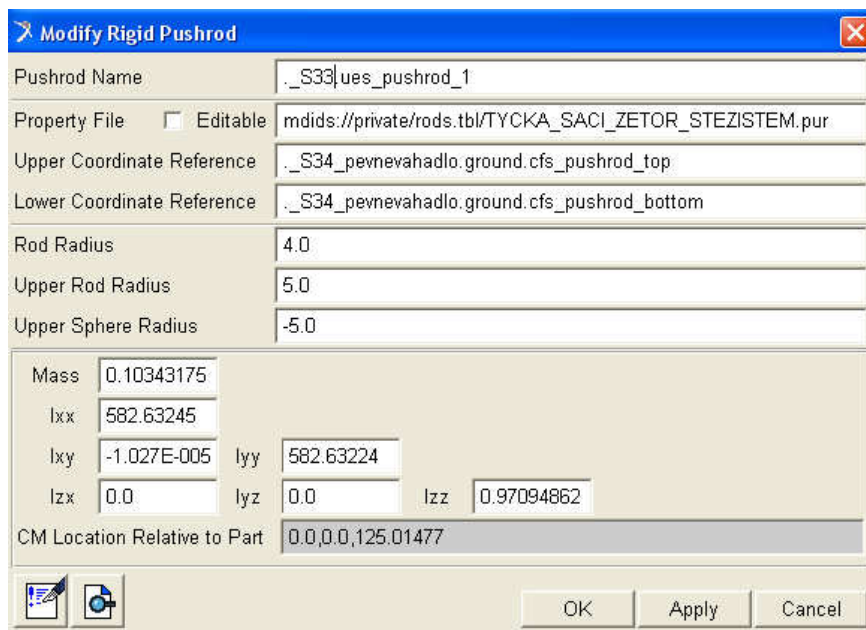
Obr.62 Modifikační tabulka zdvihátka



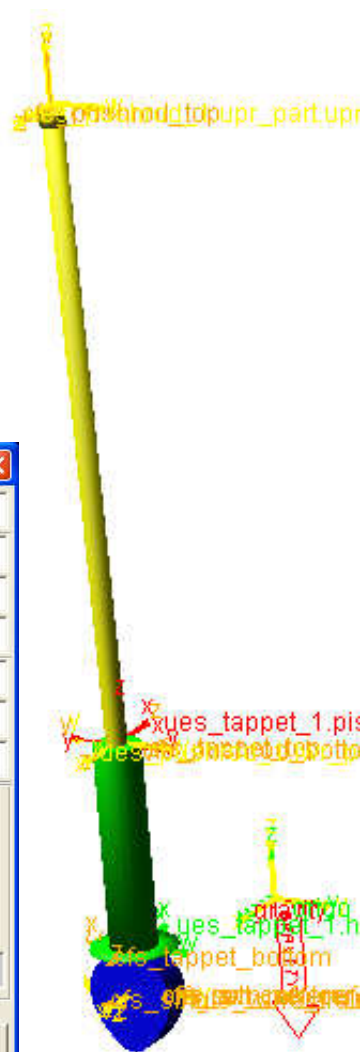
Obr.63 Vačka s tuhým zdvihátkem(s plochým dnem)

4.3.1.3 Vytvoření zvedací tyčky (Pushrod)

Pro vytvoření a umístění zvedací tyčky je opět třeba vytvořit Construction Frames, kde cfs_pushrod_top definuje umístění horního konce tyčky (Upper Coordinate Reference) a cfs_pushrod_bottom (spodní konec tyčky (Lower Coordinate Reference)). Je možné zvolit si tyčku buď jako tuhé těleso (Rigid Pushrod) nebo (Flexible Pushrod) umožňující deformaci. V této fázi jsem zvolil zvedací tyčku Rigid.



Obr.64 Modifikační tabulka zvedací tyčky



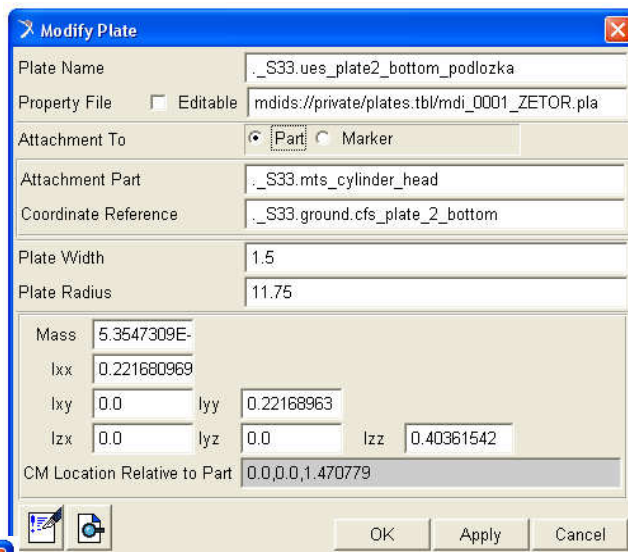
Obr.65 Tuhá zvedací tyčka připojená k zdvihátku

4.3.1.5 Vytvoření podložky ventilové pružiny (plate_bottom)

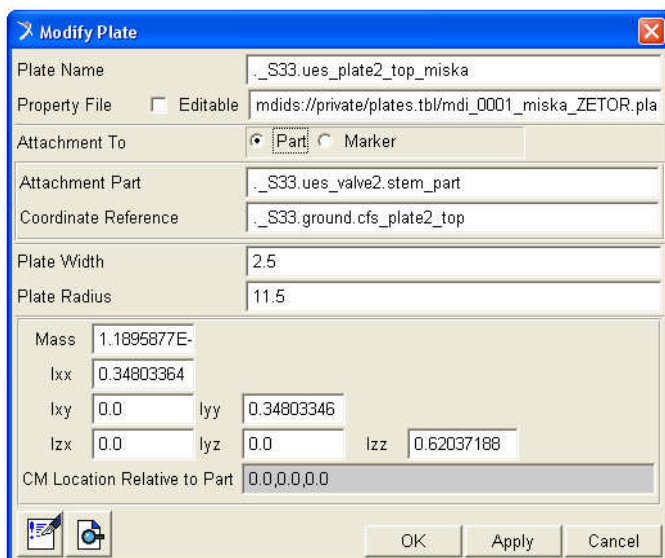
Podložka ventilové pružiny (plate_bottom) je připojena k hlavě válců (mts_cylinder_head) v místě construction frames cfs_plate_bottom).

4.3.1.6 Vytvoření misky ventilové pružiny (plate_top)

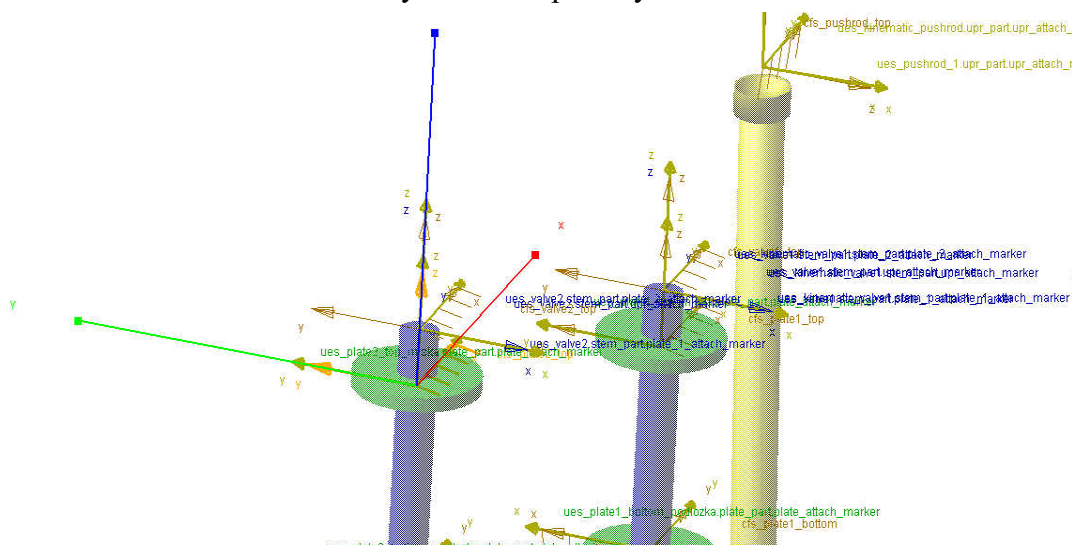
Miska ventilové pružiny (plate_top) je připojena ke dřívku ventilu (ues_valve.stem_part) v místě construction frames (cfs_plate2_top). Hmotnost a momenty setrvačnosti misky byly vypočítány v programu Pro-Engineer včetně kuželových vložek.



Obr. 68 Modifikační tabulka podložky ventilové pružiny



Obr.69 Modifikační tabulka misky ventilové pružiny



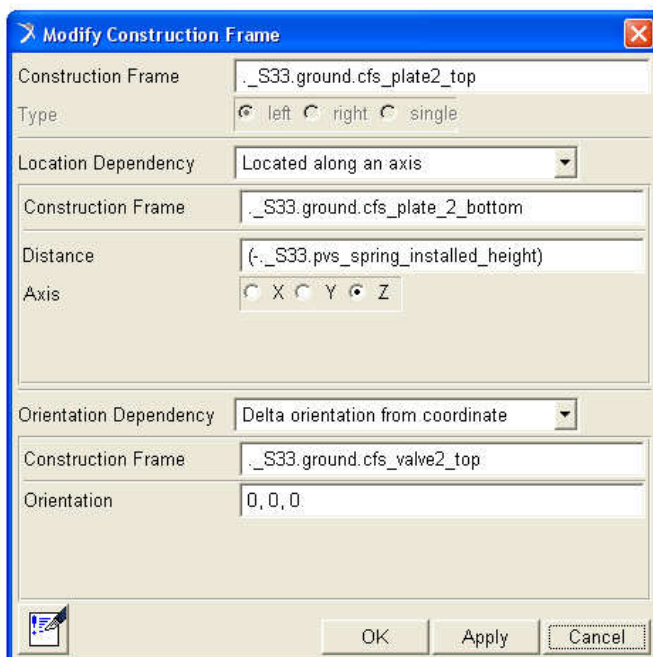
Obr.70 Dřívky ventilů s miskami (vlevo zvýrazněný Marker cfs_plate2_top)

4.3.1.7 Vytvoření ventilové pružiny (Valve spring)

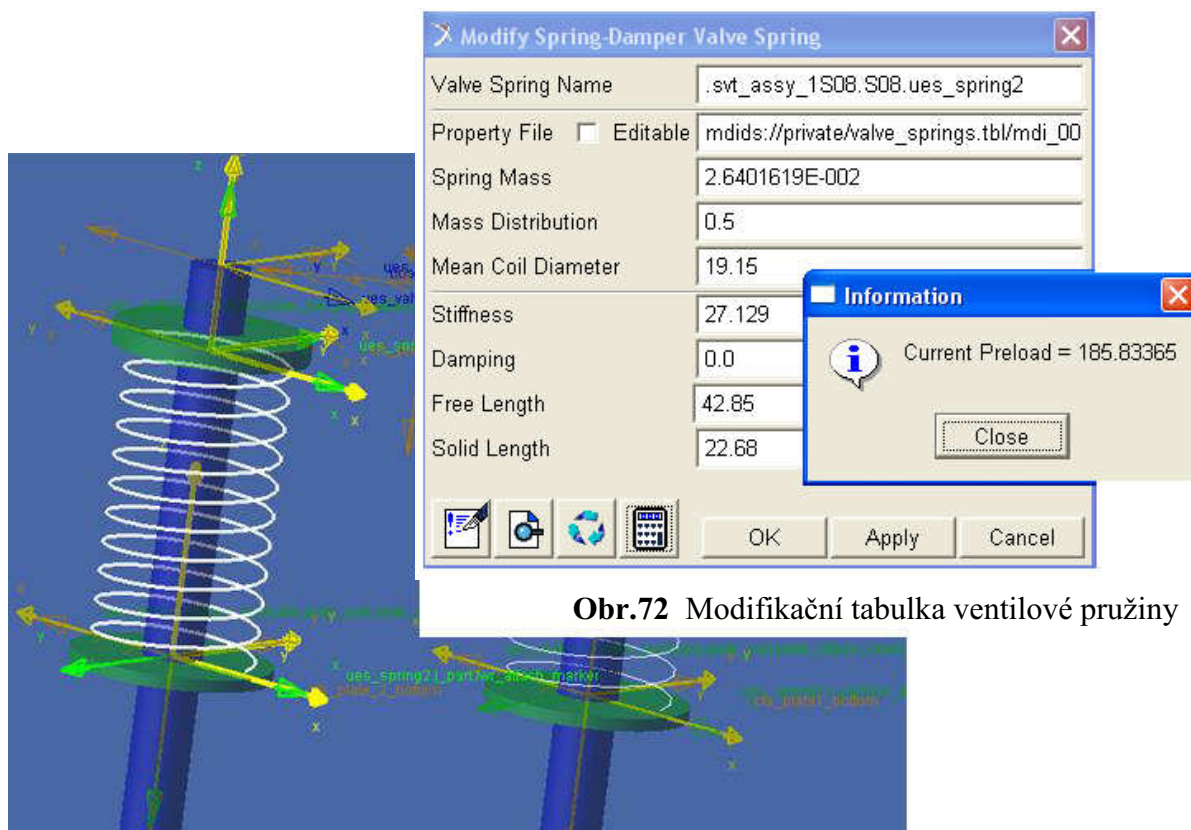
Ventilová pružina je umístěna mezi miskou a podložkou. Její instalační délka je dána cfs_plate_top a cfs_plate_bottom. Vzdálenost (Distance) byla z počátku zadána 36 (mm). Později při parametrizování šablony lze tuto vzdálenost a polohy Construction Frames zadat jako Parametr Variable, tak jak je uvedeno v Modifikační tabulce Construction Frame cfs_plate_top. Zadáním příkazu *pvs.spring_installed_height* lze libovolně pomocí tohoto parametru měnit instalační délku pružiny, včetně polohy misky a podložky pružiny jak v Template Builder, tak i ve Standard Interface.

Postup parametrizování šablony bude popsán později.

Změnou instalační délky pružiny se mění i její předpětí.



Obr.71 Modifikační tabulka Construction Frame cfs_plate2_top (misky)



Obr.72 Modifikační tabulka ventilové pružiny

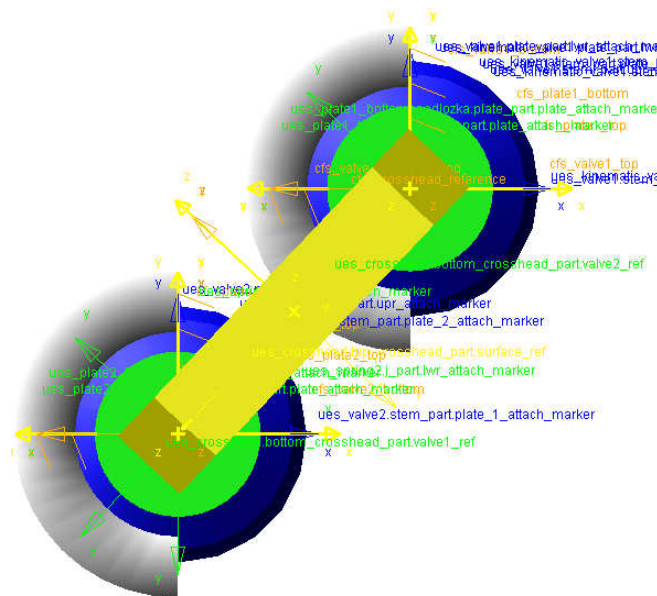
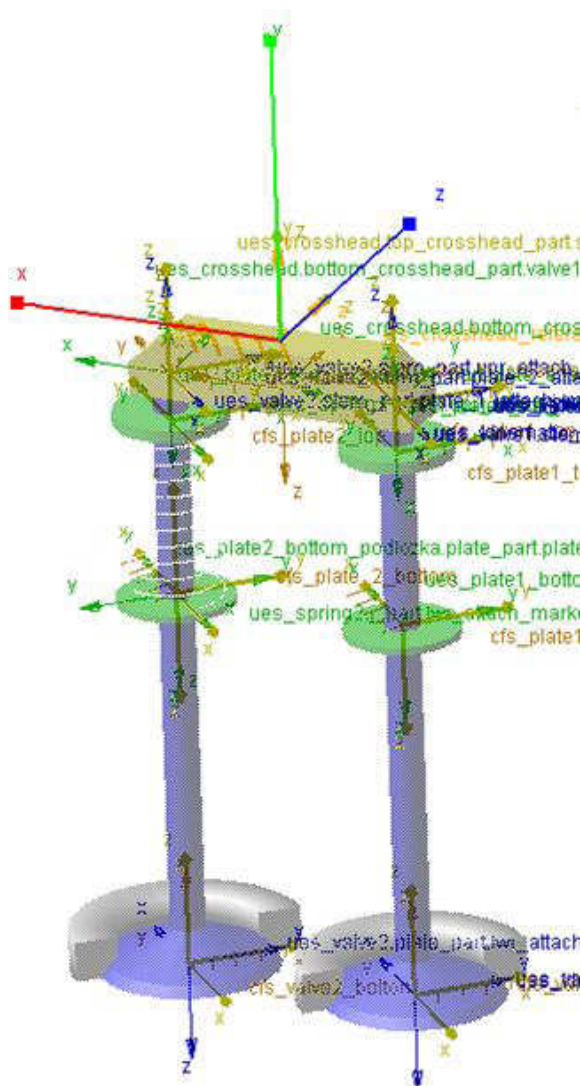
Obr.73 Umístění ventilové pružiny mezi talířek a misku ventilu

4.3.1.8 Vytvoření ventilového můstku (Crosshead)

Přenáší síly z vahadla na oba ventily. Pro jeho vytvoření se musí postavit opět Construction Frames s názvem *cfs_crosshead_reference* umístěný mezi ventily. Můstek se vytvoří v menu Build-Valve Train-Crosshead. Lze jej zvolit opět jako rigid nebo flexible, kde u flexible se navíc nastavuje tuhost a tlumení. Byl opět zvolen tuhý model rigid.

Crosshead Name			_S33.ues_crosshead		
Property File	☐ Editable mdids://private/crossheads.tbl/mdi_0001_saci_ZETOR.crh				
Flexible Crosshead	Rigid				
Crosshead Reference	_S33.ground.cfs_crosshead_reference				
Valve1 Location	23.96269384,-10.0,0.0				
Valve2 Location	-23.96269384,-10.0,0.0				
Crosshead Width	12.0				
Crosshead Length	60.0				
Valve Bore Diameter	10.0				
Mass	7.0320713E-				
Ixx	11.843935				
Ixy	-1.5916883				
Iyy	18.875506				
Ixz	2.0209964E-				
Iyz	-1.3654738E-				
Izz	29.11135				
CM Location Relative to Part	-5.9090041,-9.654904,-4.385731E-004				

Obr.74 Modifikační tabulka ventilového můstku



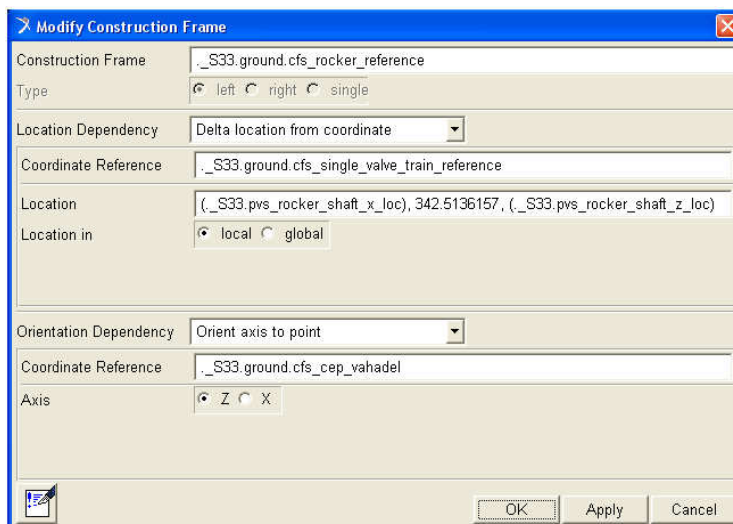
Obr. 75 Ventilový můstek se zvýrazněnou referencí můstku (*cfs_crosshead_reference*)

4.3.1.9 Vytvoření ventilového vahadla (Rocker Arm)

Vahadlo je zde dvouramenná páka s půlkulovými koncovými plochami. Umístění vahadla je v místě `cfs_rocker_reference` udávající polohu čepu vahadla. Poloha ramen se zadává pomocí Radius Location vzhledem ke konstrukčnímu rámu vahadla `cfs_rocker_reference`. Vahadlo bylo opět zvoleno jako tuhé těleso.

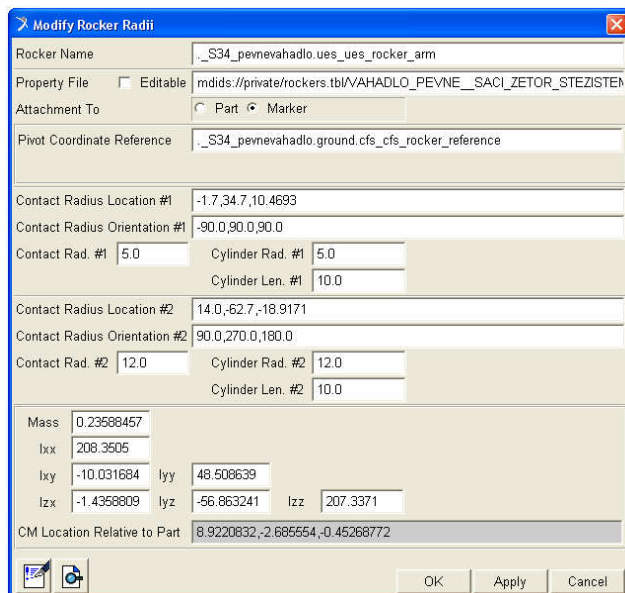
V Adams/Engine se ještě vyskytuje druhá varianta ventilového vahadla, která se skládá z dvou ramen (Link) spojených torzní pružinou a tlumičem. U toho druhu vahadla lze nastavit ohybovou tuhost a tlumení.

Adams/Engine automaticky vytváří rotační vazbu místě čepu vahadla `cfs_rocker_reference` a vahadlo se tak natáčí kolem osy Z `cfs_rocker_reference`.

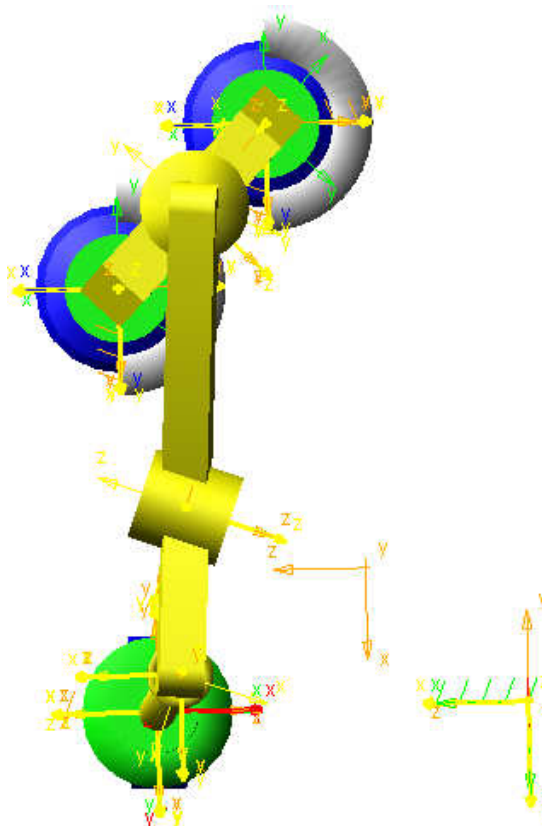


Obr.76 Modifikační tabulka `cfs_rocker_reference`

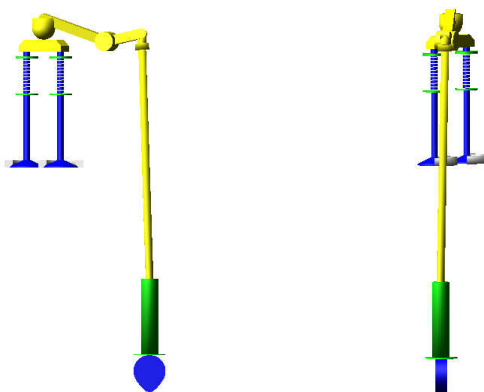
Dále bylo třeba natočit osu čepu vahadla (osa Z `cfs_rocker_reference`) a k tomu jsem si vytvořil pomocný marker s názvem `cfs_cep_vahadla`, ke kterému jsem `cfs_rocker_reference` natočil.



Obr.77 Modifikační tabulka vahadla



Obr.78 Vahadlo s natočeným čepem



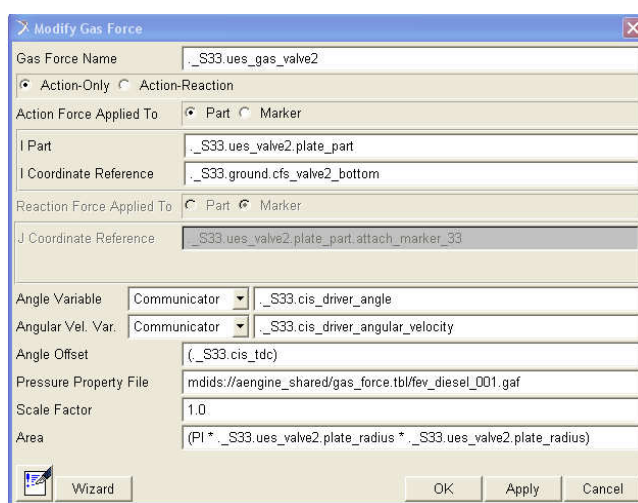
Obr.79 Samostatná sací sekce ventilového rozvodu OHV

4.3.1.10 Vytvoření síly od tlaku plynů (Gas Force)

V menu Build - Environment lze také ještě vytvořit sílu od tlaků plynů působící na ventil (Gas Force).

V Poli Pressure Property File, se načítá průběh tlaku ve válci motoru, ze kterého Engine sílu od tlaku plynů vypočte.

Pro pozdější analýzu jsem tedy tuto sílu vytvořil a prozatím její působení deaktivoval nastavením Scale Factor = 0.



Obr.80 Modifikační tabulka Gas Force

4.3.2 Parametrizace šablony

Parametrizace Construction Frames šablony slouží k tomu, aby bylo možné v Adams/Engine Standard Interface v Subsystemu modifikovat rozměry a vzdálenosti jednotlivých částí rozvodu založené na této šabloně.

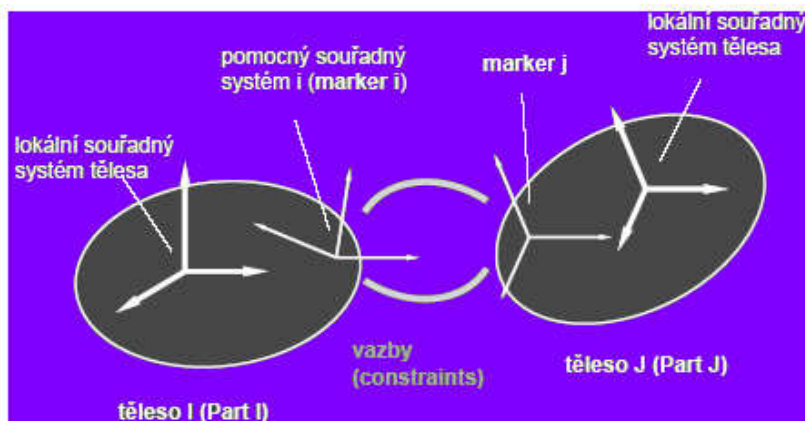
Parametrizace se provádí v menu Build-Parameter Variable. Parametrizaci šablony jsem provedl pomocí nápovědy a kombinací šablon Adams/Engine označených ve sdílené databázi jako _pushrod_rocker (Pushrod Rocker) a _rod_rod_bridge (Bridge Valvetrain).

Například Parametrizace délky zdvihátka se provede následovně:

- 1) create Parameter Variable
 - Parameter Variable Name:tappet_lenght
 - type:single
 - Real Value:79
 - Units:length
- 2) potvrzením O. k.
- 3) kliknutím pravým tlačítkem myši na obrazovku na cfs_tappet_bottom (Modify)
- 4) do Distance příkazem _pvs_tappet_lenght (tzn. délka zdvihátka)
- 5) potvrdíme O. k.

Nyní je délka zdvihátka proměnným parametrem a lze ji měnit v Menu – Build - Parameter -Variable - Modify nebo Table Editoru.

4.3.3 Vytvoření a definice kontaktů



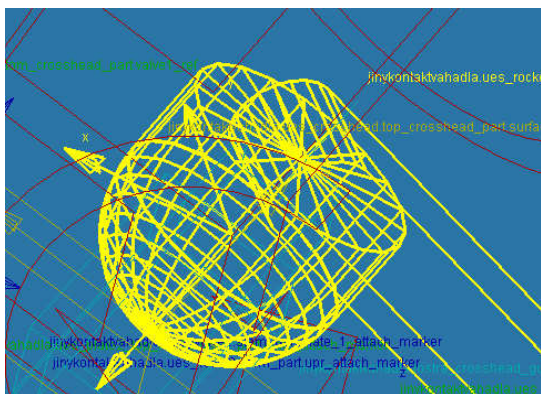
Vzájemný pohyb dvou těles I, J (Parts) tvořící kinematickou dvojici je tvořen dvěma markery i, j .

V závislosti na zvolené kinematické dvojici jsou předepsány kinematické vazební podmínky.

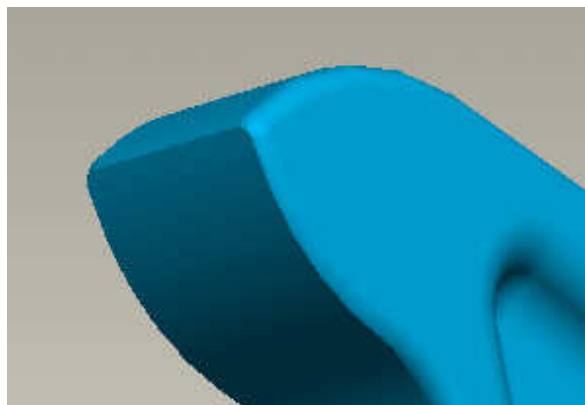
Obr. 81 Definice kontaktů Adams

Vazby dynamického modelu OHV v Adams/Engine :

-  **Zdvihátko - vačka : Curve_flat_contact** - je to kontakt křivky (profil vačky) a plochy (plošný kontakt zdvihátka). Nachází se menu Build – Contact - Curve Flat Contact.
Hodnoty kontaktů byly ponechány přednastavené Adams/Engine.
-  **Zdvihátko - zvedací tyčka: Hooke Joint** - zdvihátko a zvedací tyčka jsou spojeny křížovým kloubem. Najdeme jej v menu Build – Attachments – Joint – Joint Type – hooke
-  **Zvedací tyčka - vahadlo: Spherical Joint** - zvedací tyčka a seřizovací šroub jsou spojeny sférickým kloubem.
-  **Vahadlo - čep vahadla (Cylinder_head Mount_Part) : Revolute Joint**-tuto vazbu Adams/engine vytváří automaticky při vložení tělesa.
-  **Vahadlo - můstek** : jelikož v Adams/Engine má vahadlo půlkulovou plochu dotyku ramene na straně ventilů měl by tam být kontakt **Sphere_flat_contact**, jak je vidět na obrázku. Tvar této plochy změnit nelze. Lze měnit jen radius. Ve skutečnosti má však vahadlo plochu dotyku válcovou. Adams/Engine v menu build – Contact - má vyhovující kontakt mezi válcovou a plochou rovinnou (**Cylinder_Flat_contact**), u které lze nastavit radius a šířka Cylindru. Ve výsledku Adams počítá s tím, jak by se tam válcová plocha opravdu nacházela, pouze geometrie vahadla zůstane s půlkulovou plochou.

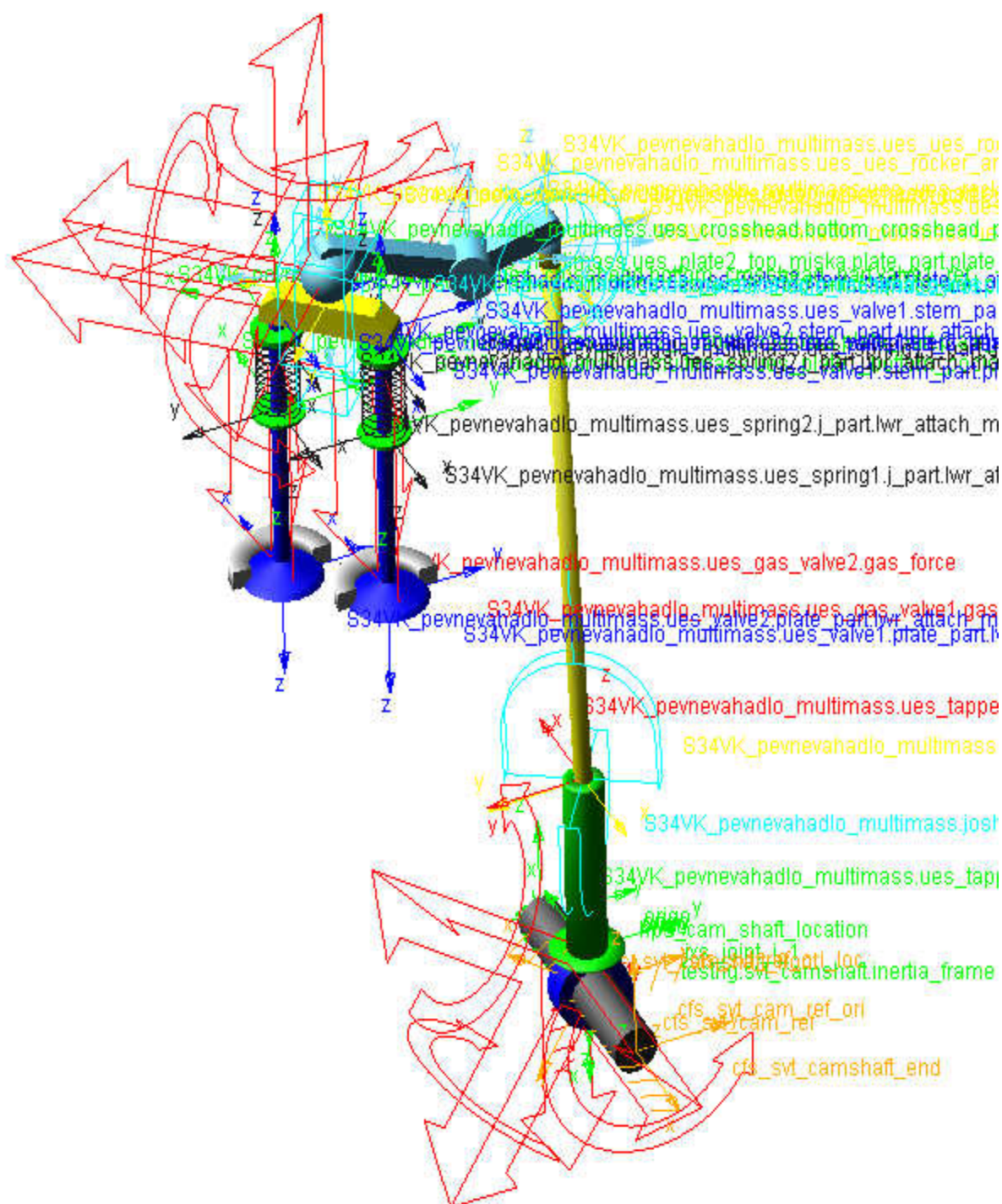


Obr.82 Tvar vahadla v programu
Adams/Engine

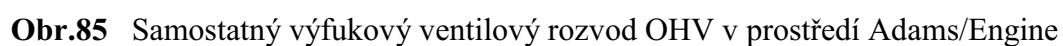


Obr.83 Tvar vahadla v programu
Pro-Engineer

- ✚ **Můstek - hlava válců : Translation Joint** – posuvná vazba mezi můstkem a hlavou válců motoru Crosshead.
- ✚ **Můstek - ventily : Flat_Point Contact** – je jedinou vhodnou možností z výběru kontaktů. Jedná se o vazbu plocha a bod, kde se za bod dosadil marker konce dřívku ventilu a za plane marker můstku.
- ✚ **Vazby vytvořené automaticky:** Adams/Engine některé vazby jak již bylo zmíněno, vytváří automaticky k určitým tělesům podle jejich funkce.
 - **Vahadlo - Cylinder_head (Mount Part) : Rotational Joint**- rotační vazba, jejíž ikona není v modelu viditelná.
 - **Vačka - Cylinder_head (Mount Part): Rotational Joint**- rotační vazbu, jejíž ikona není v modelu viditelná.
 - **Podložka pružiny - Cylinder_head(Mount Part) - vazba Fixed** - podložky pružiny jsou vetknuty k hlavě válců.
 - **Miska - Ventil : vazba Fixed** – miska pružiny je vetknuta k ventilu
 - **Ventil - Cylinder_head (Mount Part) : Translation Joint** – ventil má v hlavě válců vazbu posuvnou.
 - **Vačka - Vačková hřídel : vazba Fixed** - při připojení vačky k vačkovému hřídeli Adams automaticky tuto vazbu vytváří.



Obr. 84 Samostatný sací ventilový rozvod OHV v prostředí Adams/Engine



4.4. ADAMS/Engine Standart interface

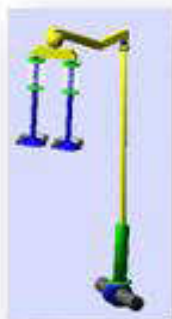
Standart interface je prostředí pro vytváření a modifikování sestav a k provádění analýz sestav.

Po vytvoření šablony (Template) v Template Builder je nutné přejít do prostředí Standard Interface, kde se nejdříve musí vytvořit podsystém (Subsystem), z kterého jsou načteny sestavy (Assembly).

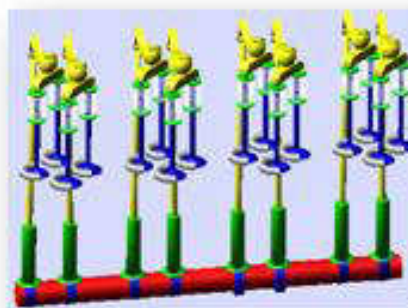
Sestavu lze vytvořit buď jako samostatnou sestavu (Single Valve Train Assembly) nebo jako sestavu složenou z několika dalších sestav (General Assembly).

✚ **Single Valve Train Assembly** - sestava samostatného rozvodu

✚ **General Assembly** - zkompletování sestav samostatného rozvodu

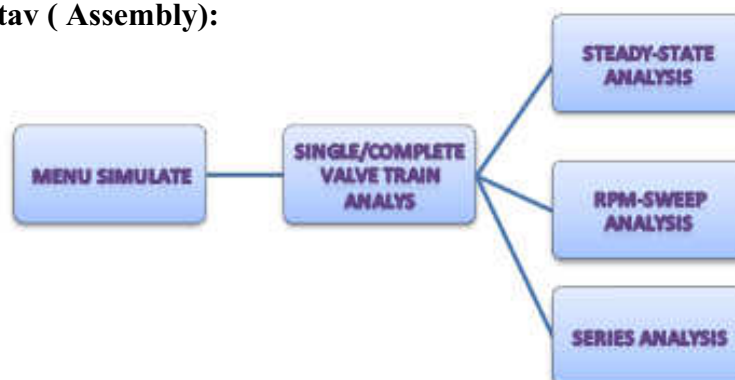


Obr.86 Single Valve Train Assembly



Obr.87 General Assembly

✚ **Analýzy sestav (Assembly):**



- Steady-State Analysis - analýza za konstantních otáček vačkového hřídele
- Rpm-Sweep Analysis - analýza při měnících se otáčkách vačkového hřídele
- Series Analysis - série analýz

Po provedení analýz lze spustit animaci (Menu Build-Animation Controls...) nebo zobrazení grafických výsledků (Menu Build -Postprocessing Window ...F8)

5. Analýza výsledků a porovnání analytického řešení výpočtu a výpočtu modelu MBS programem MSC. ADAMS/ENGINE.

Porovnání obou variant je provedeno bez síly od tlaku plynů s tuhými tělesy a nehmotnou pružinou bez tlumení. Aby bylo možné lépe analyzovat výsledky obou variant výpočtu a vycházet z nich dále. Grafické průběhy kinematických veličin zde pro jednoduchost modelu zatím neuvádím, pouze uvedu tabulkově jejich maximální a minimální hodnoty pro zřejmost rozdílu obou variant výpočtu.

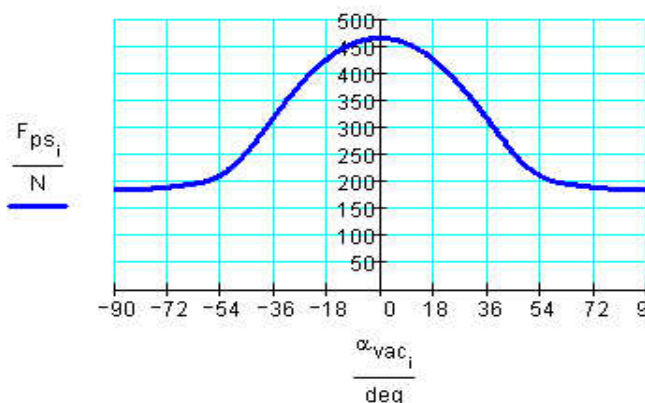
5.1 Analýza výsledků a porovnání kinematických veličin

Veličina v závislosti na otočení vačky (deg)	Jednotky	Výsledky analytických výpočtů	Výsledky programu Adams/Engine
Maximální zdvih zdvihátka	(mm)	5,764	5,763
Maximální rychlost zdvihátka	($\frac{m}{s}$)	1,007	1,007
Maximální zrychlení zdvihátka	($\frac{m}{s^2}$)	364,684	366,788
Maximální zpomalení zdvihátka	($\frac{m}{s^2}$)	-221,633	-222,679
Maximální zdvih sacího ventilu	(mm)	10,415	10,54
Maximální rychlost sacího ventilu	($\frac{m}{s}$)	1,819	1,8386
Maximální zrychlení sacího ventilu	($\frac{m}{s^2}$)	658,954	668,034
Maximální zpomalení sacího ventilu	($\frac{m}{s^2}$)	-400,473	-411,656
Maximální zdvih výfukového ventilu	(mm)	9,41	9,65
Maximální rychlost výfukového ventilu:	($\frac{m}{s}$)	1,643	1,6788
Maximální zrychlení výfukového ventilu	($\frac{m}{s^2}$)	595,375	603,678
Maximální zpomalení výfukového ventilu	($\frac{m}{s^2}$)	-400,473	-382,07

Malé odlišnosti výsledků analytických výpočtů kinematiky ventilového rozvodu OHV a výpočtových modelů OHV v prostředí ADAMS/ Engine vznikly zanedbáním naklonění zvedací tyčky a změny převodového poměru vahadla následkem jeho odvalování po ventilovém můstku. Porovnání dynamických reakcí již uvedu v následujících grafech opět s maximálními a minimálními hodnotami sil.

5.2. Porovnání sil působících v sací sekci rozvodu

✚ Síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu



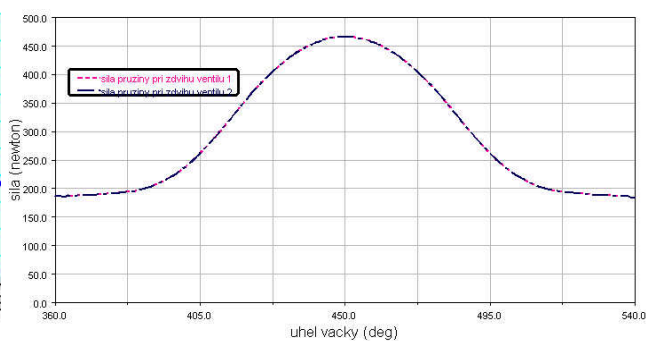
Graf 21a Síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu

Síla montážního předpětí pružiny:

$$F_{mps} = 184,479 \text{ (N)}$$

Maximální síla :

$$F_{psmax} = 467,028 \text{ (N)}$$



Graf 21b Síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu (ADAMS)

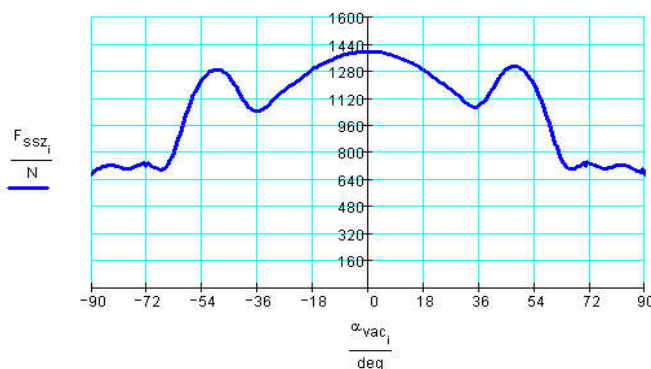
Síla montážního předpětí pružiny (ADAMS):

$$F_{mps(ADAMS)} = 185,588 \text{ (N)}$$

Maximální síla :

$$F_{psmax(ADAMS)} = 467,001 \text{ (N)}$$

✚ Síla mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu:



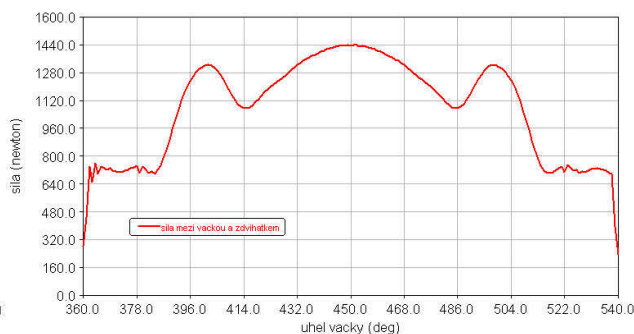
Graf 22a Průběh síly mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce

Maximální síla mezi zdvihátkem a vačkou:

$$F_{sszmax} = 1398 \text{ (N)}$$

Minimální síla mezi zdvihátkem a vačkou:

$$F_{sszmin} = 666,692 \text{ (N)}$$



Graf 22b Průběh síly mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce (ADAMS)

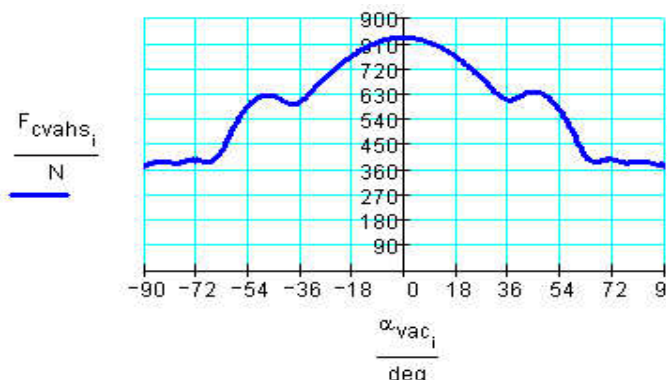
Maximální síla mezi zdvihátkem a vačkou (ADAMS) :

$$F_{sszmax(ADAMS)} = 1437,93 \text{ (N)}$$

Minimální síla mezi zdvihátkem a vačkou(ADAMS):

$$F_{sszmin(ADAMS)} = 649,509 \text{ (N)}$$

 Síla mezi vahadlem a můstkem sací sekce rozvodu



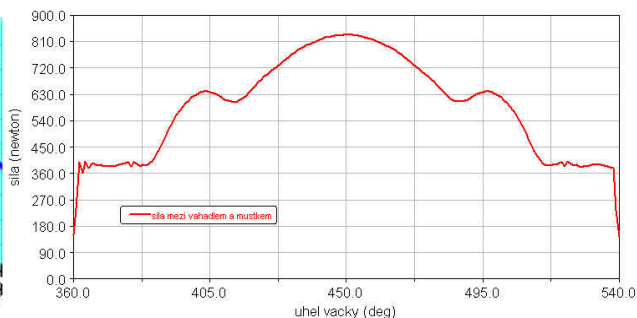
Graf 23a Průběh síly mezi vahadlem
a můstkem sací sekce rozvodu

Maximální síla

$$F_{cvahsmax} = 832,226 \text{ (N)}$$

Minimální síla

$$F_{cvahsmin} = 368,967 \text{ (N)}$$



Graf 23b Průběh síly mezi vahadlem
a můstkem sací sekce (ADAMS)

Maximální síla (ADAMS):

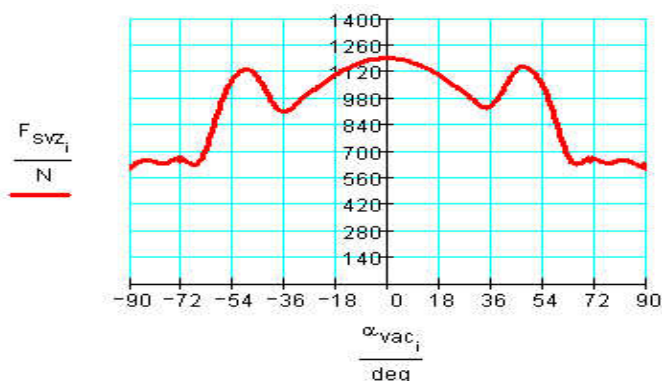
$$F_{cvahsmax} = 833.054 \text{ (N)}$$

Minimální síla (ADAMS):

$$F_{cvahsmin} = 359.959 \text{ (N)}$$

5.3. Porovnání sil působících ve výfukové sekci rozvodu

 Síla mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu:



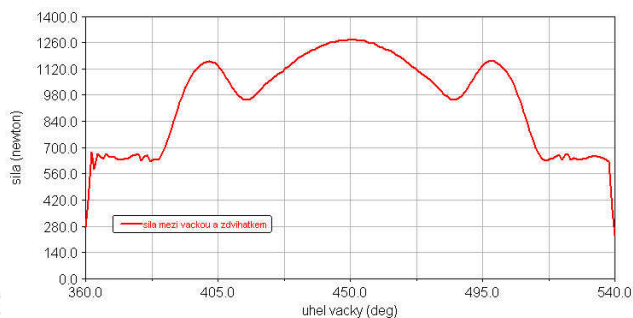
Graf 24a Průběh síly mezi zdvihátkem
a vačkou výfukové sekce rozvodu

Maximální síla mezi
zdvihátkem a vačkou:

$$F_{svzmax} = 1189 \text{ (N)}$$

Minimální síla mezi
zdvihátkem a vačkou:

$$F_{svzmin} = 602,365 \text{ (N)}$$



Graf 24b . Průběh síly mezi zdvihátkem
a vačkou výfukové sekce rozvodu (ADAMS)

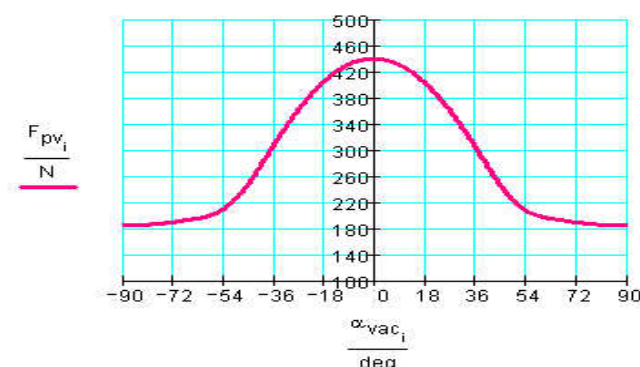
Maximální síla mezi zdvihátkem
a vačkou (ADAMS):

$$F_{svzmax(ADAMS)} = 1273.88 \text{ (N)}$$

Minimální síla mezi zdvihátkem
a vačkou (ADAMS):

$$F_{svzmin(ADAMS)} = 582.545 \text{ (N)}$$

 Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu:



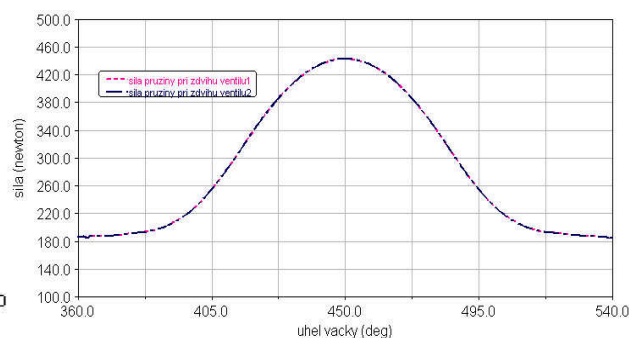
Graf 25a Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu

Síla montážního předpětí pružiny:

$$F_{mpv} = 184,483 \text{ (N)}$$

Maximální síla:

$$F_{pvm\max} = 439.766 \text{ (N)}$$



Graf 25b Síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu (ADAMS)

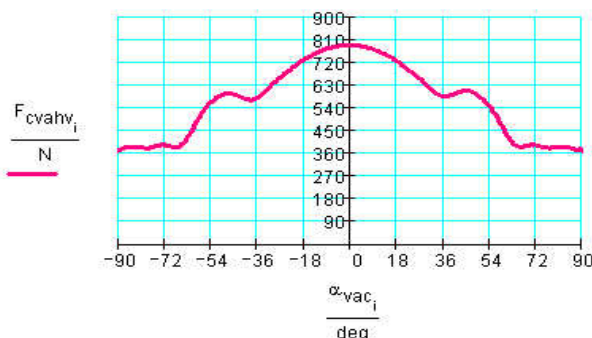
Síla montážního předpětí pružiny (ADAMS):

$$F_{mpv(ADAMS)} = 185.921 \text{ (N)}$$

Maximální síla (ADAMS):

$$F_{pvm\max(ADAMS)} = 442.751 \text{ (N)}$$

 Síla mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce rozvodu:



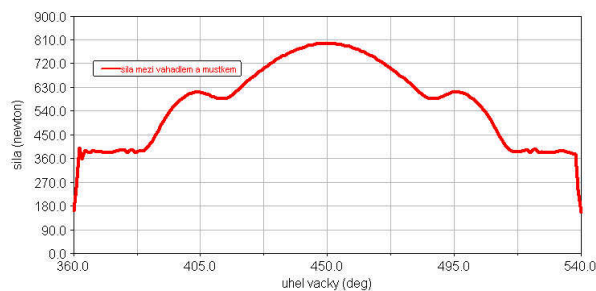
Graf 26a Průběh síly mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce

Maximální síla:

$$F_{cvahv\max} = 790.63 \text{ (N)}$$

Minimální síla:

$$F_{cvahv\min} = 368,966 \text{ (N)}$$



Graf 26b Průběh síly mezi vahadlem a můstkem výfukové sekce (ADAMS)

Maximální síla:

$$F_{cvahv\max(ADAMS)} = 796.185 \text{ (N)}$$

Minimální síla:

$$F_{cvahv\min(ADAMS)} = 359.053 \text{ (N)}$$

5.4 Zhodnocení výsledků a porovnání analytického řešení výpočtu a výpočtu v MBS

Jak již bylo řečeno, ve výpočtech obou variant byla všechna tělesa kromě ventilových pružin uvažována jako tuhá. Ventilová pružina byla uvažována jako nehmotná (nejjednodušší model ventilové pružiny) s nulovým tlumením a její tuhost byla vypočtena. Výpočet jsem provedl pro jmenovité otáčky motoru 2200 min^{-1} tzn. 1100 min^{-1} vačkového hřídele. Z výsledků je zřejmé, že nedojde k přerušení kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem při průběhu zdvihu ventilu i při jeho maximální hodnotě zdvihu v sací i výfukové sekci rozvodu. Pokud by tomu došlo, síla by byla nulová a mohlo by dojít ke kontaktu ventilu s pístem a poruše částí motoru.

Z hlediska porovnání obou variant výpočtu je na první pohled zřejmé, že vznikají trochu odlišné grafy v místě náběhové křivky. To je způsobeno tím, že při analytickém výpočtu je například síla mezi výfukovým vahadlem a můstkem počítána ze součtu setrvačné síly a sil od ventilových pružin, kde vystupuje hned v oblasti náběhové křivky síla od montážní předpětí pružin. Kdežto ve výpočtu ze sestaveného modelu v Adams/Engine tuto sílu zachycuje sedlo ventilů v hlavě válce motoru. Síla není úplně nulová, protože v modelu je nastavená nulová ventilová vůle. Tento fakt výpočtové vztahy neuvažují. Totéž platí pro sestupovou křivku vačky. Kontakt mezi vačkou a zdvihátkem i ventilem a můstkem není přerušen a rovněž nevzniká žádné nežádoucí kmitání v rozvodu.

Po zhodnocení a porovnání lze pokládat sestavený model čtyřventilového OHV rozvodu sací a výfukové části za správně sestavený a lze jej používat k dalším analýzám a řešení.

6 Aplikace složitějšího výpočtového modelu v MBS Adams/ENGINE

6.1 Úvaha aplikace modelu ventilové pružiny

Při projektování ventilového rozvodu jsou hlavní požadavky na rychlé otevření a uzavření ventilu, což znamená, velká zrychlení a však omezením je nepřevyšovat meze zatížení, což znamená malá zrychlení. Při optimalizaci designu vyhovujícímu těmto požadavkům je nutné uvážit několik hledisek ventilového rozvodu: kinematické a dynamické vlastnosti, hmotnost součástí, jako například ventilovou pružinu. Ventilová pružina je nejpoddanějším komponenta ventilového rozvodu a musí mít určitou tuhost a frekvenční charakteristiku. Charakteristika tuhosti může být lineární nebo nelineární v závislosti na tvaru a stoupání pružiny. Samozřejmě kromě stoupání mají na tuhost vliv i průřez drátu a materiálové vlastnosti. Kontakt mezi závity je odpovědný za velkou část nelinearity pružiny.

Dalším jevem je srážka vinutí, která nastane při chodu s velkými amplitudami a dotknutí přiléhajících závitů. Tyto vlivy mají nežádoucí dopad na životnost pružiny.

Proto při řešení složitějšího výpočtového modelu budu jako první prvek soustavy uvažovat zvolený model pružiny.

Dosud jsem použil v Adams/Engine model dvouhmoté (Dual-Mass) ventilové pružiny.

Přístup s touto pružinou představuje nejjednodušší výpočtový model. Tento model neuvažuje žádné vnitřní dynamické vlastnosti pružiny jako nelinearity způsobené interakcí mezi závity a srážky vinutí. Tudíž pro dynamické vyšetřování ventilového rozvodu není příliš vhodná.

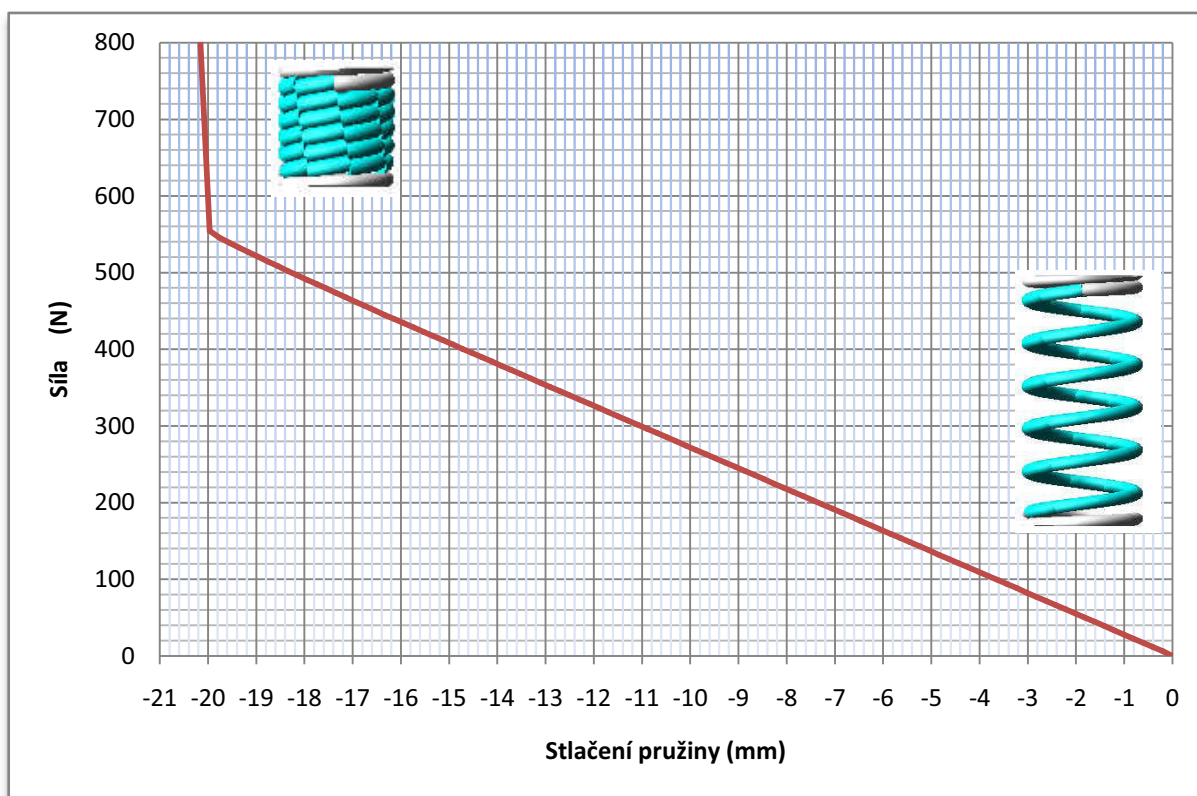
Parametry tohoto modelu pružiny jsou odvozené z fyzikálních vlastností, jako jsou rozměry drátu a materiálové vlastnosti. Pro zachycení vnitřních dynamických účinků vln pružiny, je ventilová pružina složena série hmot spojených pružinami a tlumiči. Tyto hmoty reprezentují segmenty drátu pružiny a každý závit je obvykle rozdělen na 4 až 8 částí.

6.1.1 Analýza stlačení ventilové pružiny (Displacement Analys Multimass)

Simulace v prostředí Adams/Engine Component Assembly, kdy se analyzuje samostatná vícehmotá pružina. Data byla po výpočtu pro přehlednost vynesena do grafu v Excelu.

Analýza je provedena pro stlačení pružiny z volného stavu 42.8 mm. Stlačování pružiny v tomto případě probíhá konstantní rychlostí.

Průběh síly na stlačení pružiny je lineární do té doby, dokud nedojde dosednutí závitů pružiny na sebe.



Graf 27 Průběh síly ventilové pružiny v závislosti na jejím stlačení pružiny

6.1.2. Analýza s tuhými tělesy a vícehmotou pružinou bez síly od tlaku plynů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$.

Při této analýze uvažuji všechna tělesa jako tuhá, ale místo pružiny Dual-Mass-Spring jsem použil více hmotou pružinu Multi-Mass Spring.

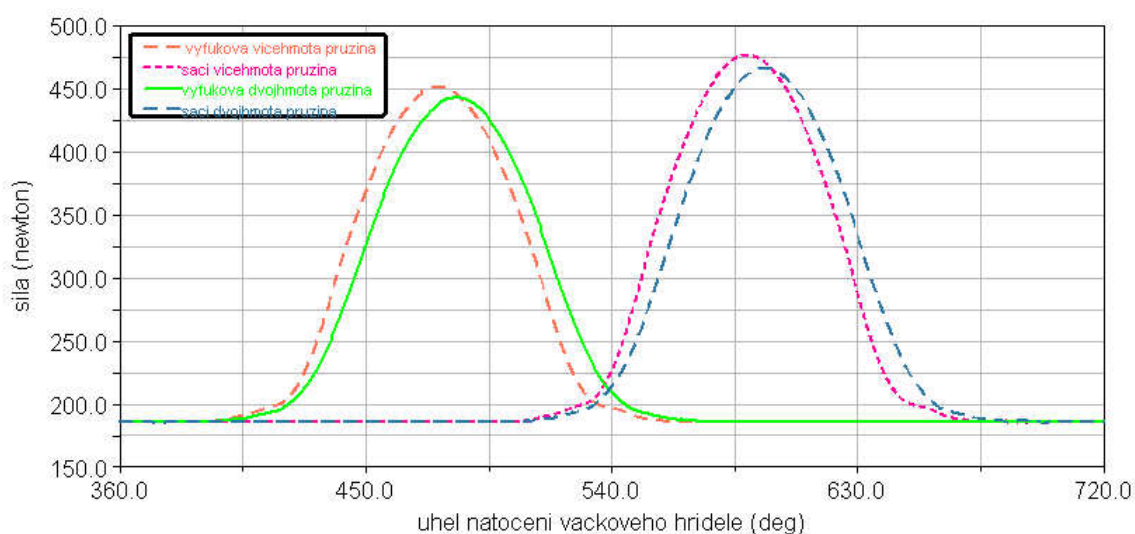
Analýza je provedena pro jmenovité otáčky $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ a pro názornost jsou vačky vačkového hřídele načasovány. Základní natočení vačky dosud bylo $\text{cam angle} = 0$. Nyní bude sací vačka natočena o úhel $\text{cam angle} = 146.3$ a výfuková vačka na $\text{cam angle} = 33.3$.

Odůvodnění bude uvedeno později.

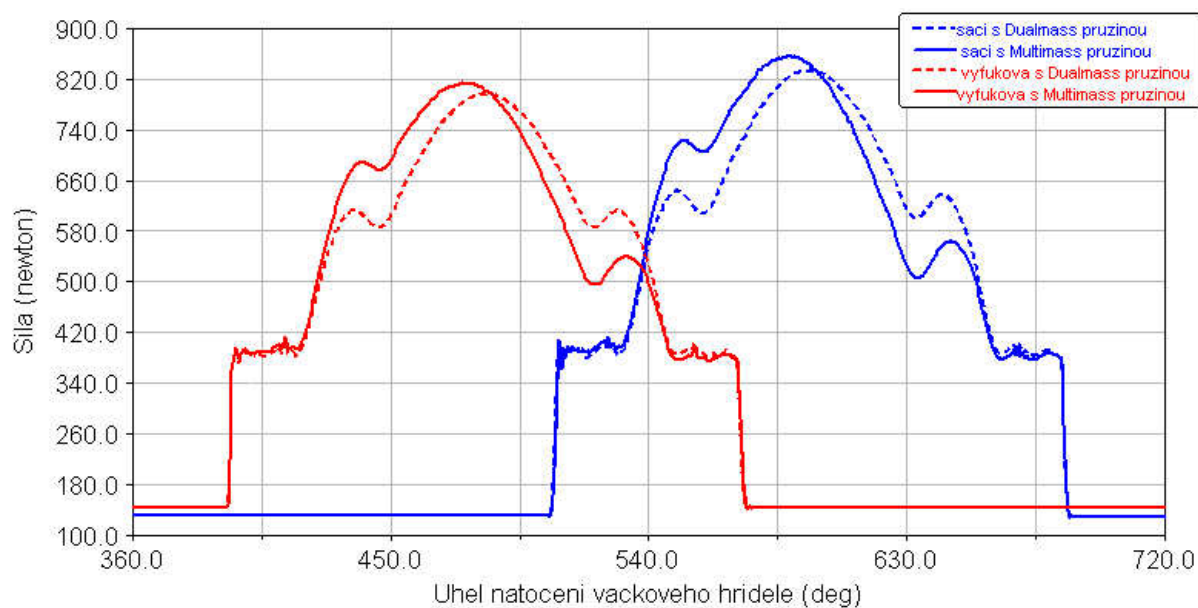
Modify Multi-Mass Valve Spring	
Valve Spring Name	lsvt_assy_1V06sfeer.V06sfeer.ues_spring2
Property File	☐ Editable mids://private/valve_springs.tbl/mdi_ZETOR.vmm
Free Length	42.85 DM(jCoord,jCoord)
Geometry Definition	☒ Parameters ☐ Center Line
Mean Coil Diameter At I Mar.	19.15
Mean Coil Diameter At Center	19.15
Mean Coil Diameter At J Mar.	19.15
Solid Length	22.68
Rise Rate Distribution	Single
Rise Rate	1.0
Active Coils	5.2
Damping Rate	1.0E-003
Wire Type	Elliptical
Wire Dimensions	Z Value 1.575 X Value 1.575
☒ Spring Interactions	
Material Property Method	☐ Material Based ☒ User-Entered
Density	7.829E-006
Shear Modulus	8.05E+004
Discretization Resolution	Fine
OK Apply Cancel	

Materiál a rozměry pružiny jsou zadány dle skutečné pružiny. Změnu průběhu sil u požití Multimass pružiny od použití od Dual Mass pružiny způsobil především jistý koeficient tlumení Damping Rate, který byl nastaven dle standartu FEV pro Adams/Engine pro daný typ pružiny. U Dual Mass pružiny tento koeficient byl nastavený na nulovou hodnotu.

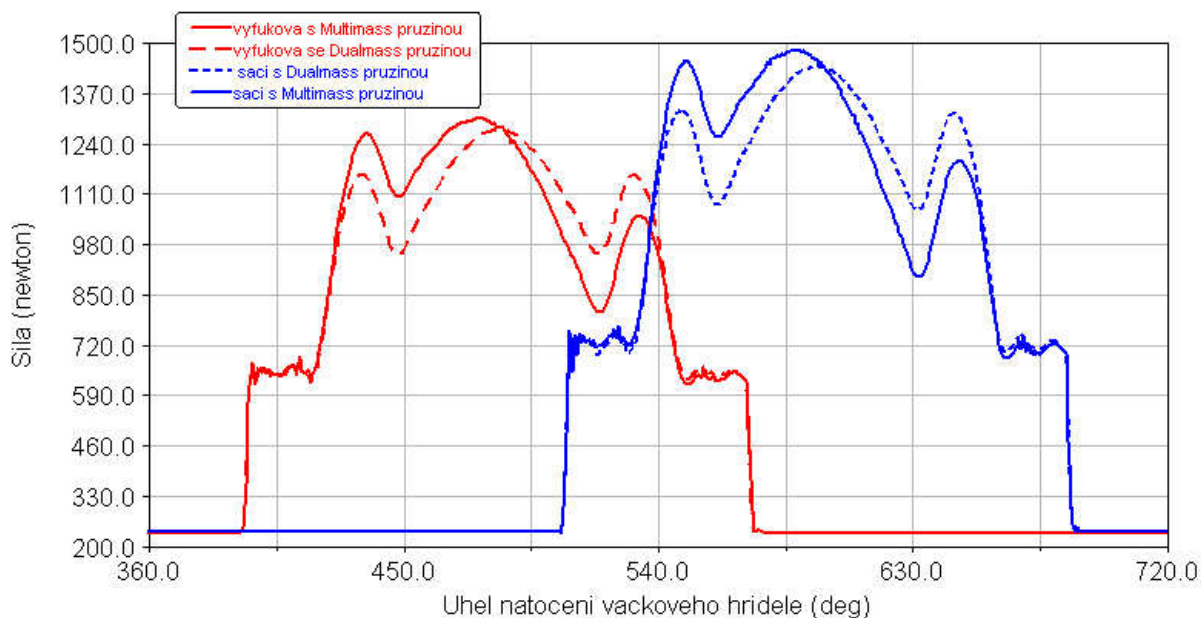
Obr.88 Modifikační tabulka ventilové pružiny Multi Mass Valve Spring



Graf. 28 Průběh síly pružiny (v místě misky) při zdvihu ventilu a porovnáním použitím pružin Dual-Mass a Multi-Mass pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

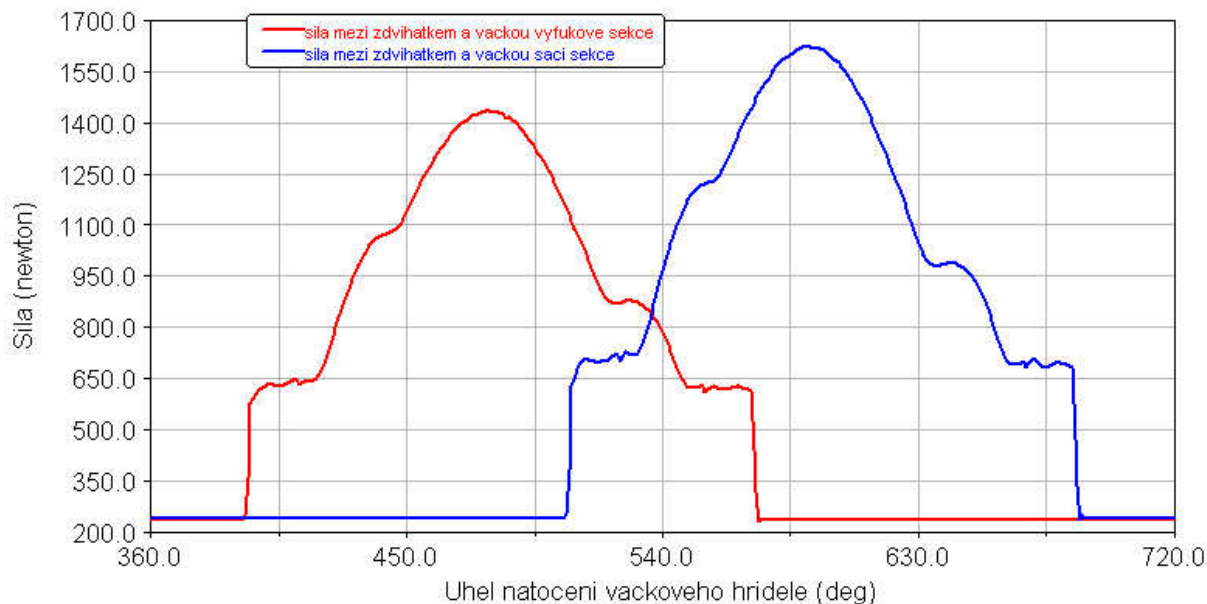


Graf 29 Průběh sil mezi vahadly ventilovými můstky pro sací a výfukovou sekci a s porovnáním použití pružin Dual-mass a Multimass pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

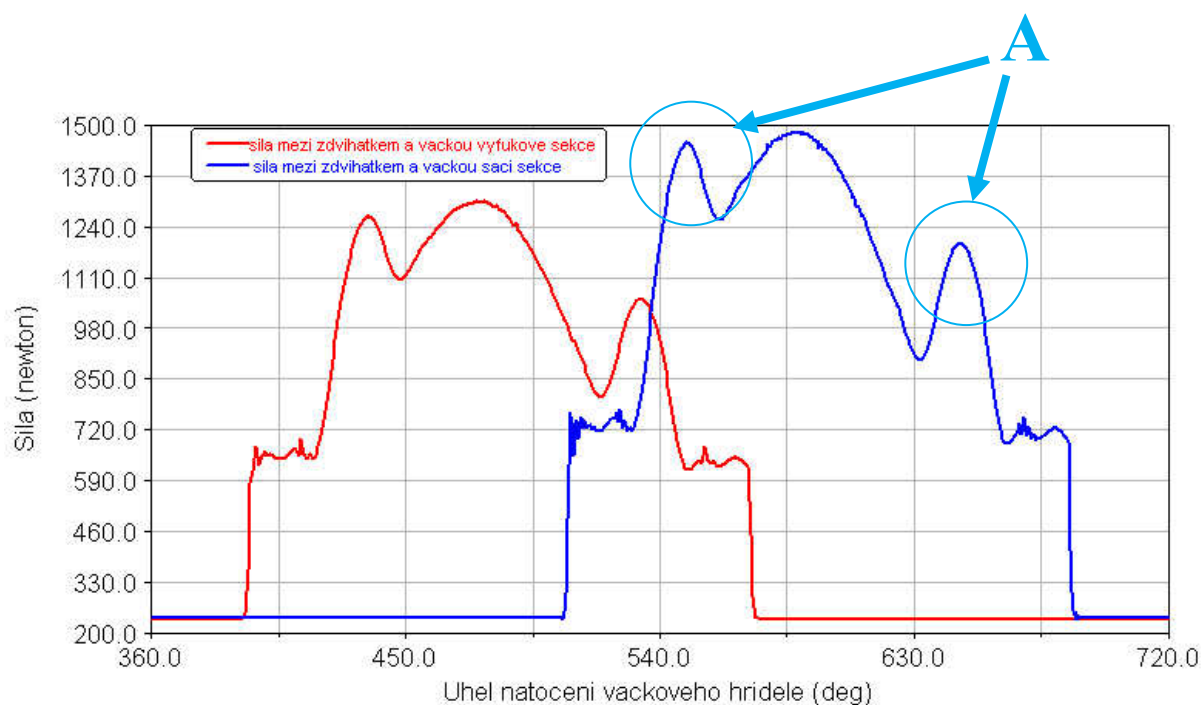


Graf 30 Průběh sil mezi zdvihátkem a vačkou pro sací a výfukovou část a s porovnáním použití pružin Dual-mass a Multimass pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

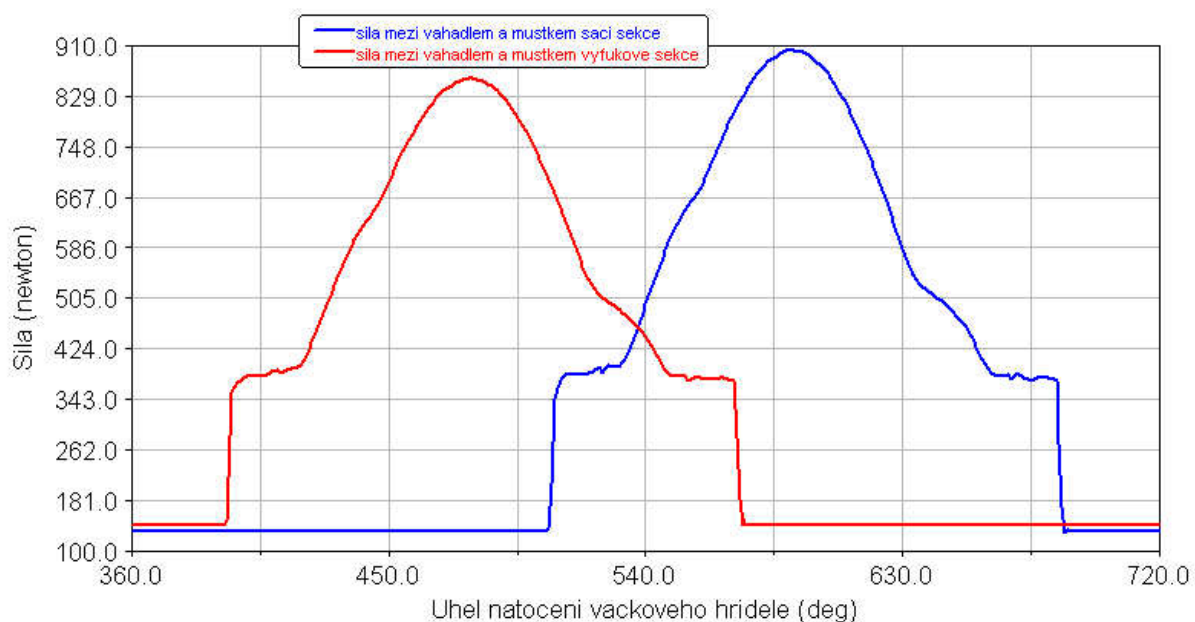
6.1.3 Analýza s tuhými tělesy a vícehmotou pružinou bez síly od tlaku plynů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ a ot. motoru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$



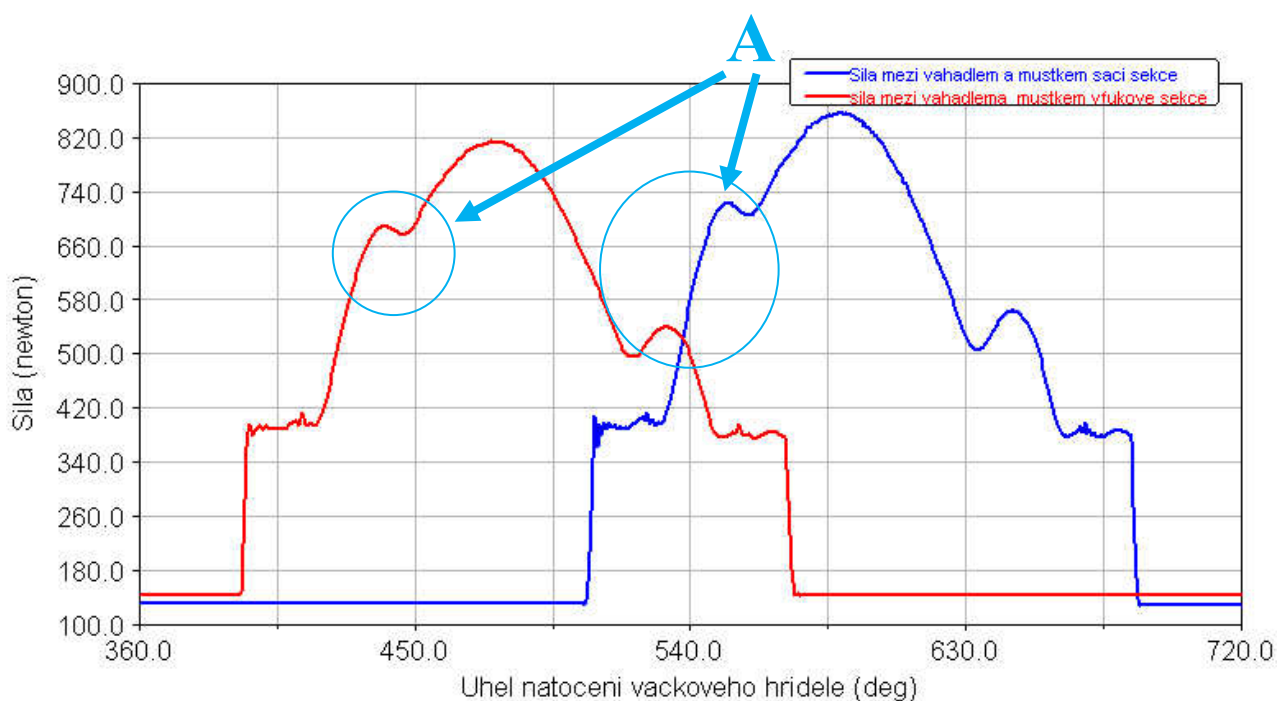
Graf 31 Průběh sil mezi zdvihátkem a váčkou sací a výfukové sekce pro otáčky motoru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$



Graf 32 Průběh sil mezi zdvihátkem a váčkou sací a výfukové sekce pro otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$



Graf 33 Průběh sil mezi vahadlem a můstkem sací a výfukové sekce pro otáčky motoru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$



Graf 34 Průběh sil mezi vahadlem a můstkem sací a výfukové sekce pro otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

Z grafů výsledků analýz pro otáčky motoru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ a $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ je zřejmé, jak se mění průběh sil ve ventilovém rozvodu v závislosti na otáčkách motoru (vačkového hřídele). Na grafech 31 a 33 je vidět, jak při nižších otáčkách jsou poměrně malé setrvačné síly.

Na grafech 32 a 34 je názorně vidět, že při vyšších otáčkách se zvýšili i setrvačné síly, které jsou zobrazeny v podobě malých vrcholů a to v okamžiku největšího zrychlení detail A.

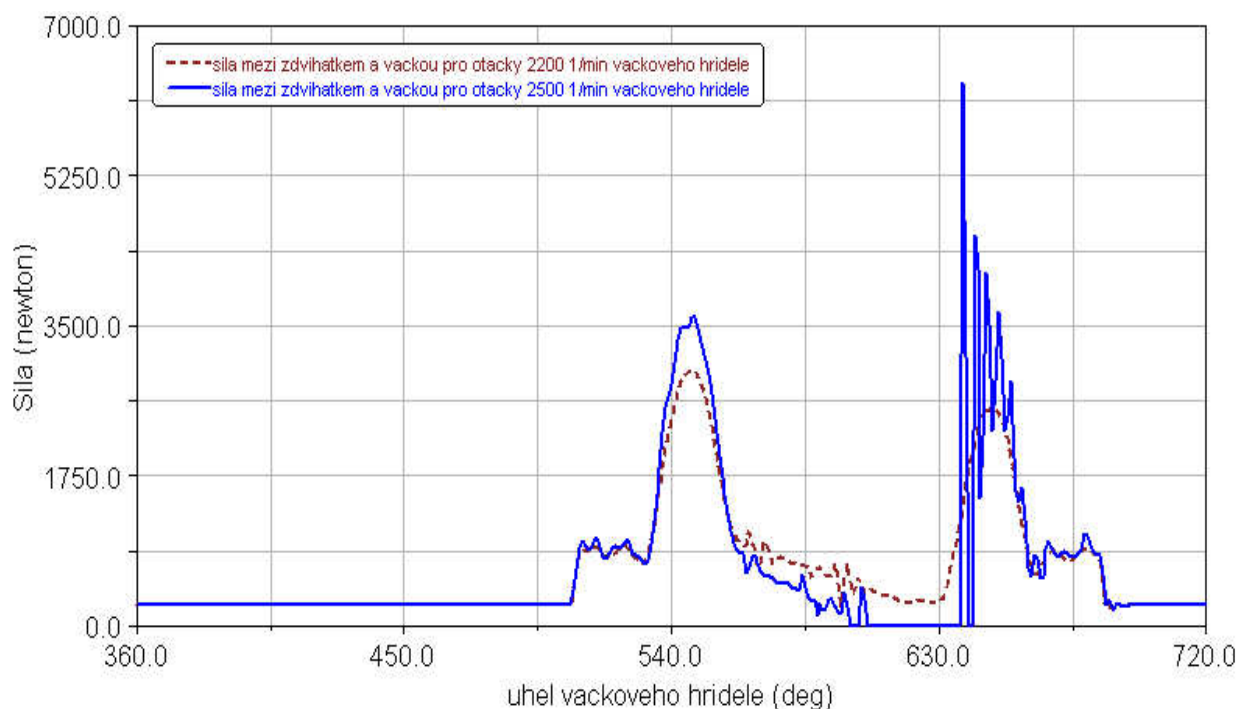
Je zde také vidět, jak poklesla při maximálním zdvihu vačky síla mezi vačkou a zdvihátkem v porovnání s nižšími otáčkami.

Je zřejmé, že ventilová pružina je poměrně hodně předimenzovaná a při jmenovitých otáčkách motoru je síla mezi vačkou a zdvihátkem poměrně velká. K odskočení zdvihátka tedy nedojde. To by nastalo v případě, pokud by síla klesla na nulovou hodnotu.

Jako příklad zde uvedu (graf 35) s průběhy sil mezi vačkou a zdvihátkem pro otáčky motoru $n = 4400 \text{ min}^{-1}$ a $n = 5000 \text{ min}^{-1}$.

V grafu 35 je zobrazen průběh síly mezi zdvihátkem a vačkou při otáčkách vačkového hřídele $n = 2200 \text{ min}^{-1}$, kdy v průběhu zdvihu vačky síla mezi vačkou a zdvihátkem klesá na poměrně malou hodnotu a při otáčkách vačkového hřídele $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ již dojde k odskočení zdvihátka od vačky. To má za následek zvětšení zdvihu ventilu, změnu časování rozvodu, snížení životnosti a v nejhorším případě poškození jednotlivých částí ventilového rozvodu nebo dokonce kontaktu ventilu s pístem a poškození motoru.

Zde vyšetřovaný vznětový motor však těchto otáček nedosahuje, takže je vše v pořádku.



Graf 35 Ztráta kontaktu zdvihátka s vačkou v sací sekci rozvodu při 2500 1/min otáček vačkového hřídele

6.2. Úvaha působení síly od tlaku plynů (Gas Force)

Dosud byly výpočty dynamiky rozvodu uvažovány bez působení sil od tlaku plynů, které ve skutečnosti v motoru působí a mají nemalý vliv na dynamické vlastnosti ventilového rozvodu.

Byla tedy načtena data změřených tlaků ve válci motoru a síla od tlaku plynů aktivována pomocí změny hodnoty Scale Factor z 0 na 1. Síla od tlaku plynů je změřena pro otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ a $n = 1500 \text{ min}^{-1}$. Adams/Engine následně obsažená data používá v trojrozměrném grafu, kde nejpřesnější výpočet bude pro změřené otáčky. Lze však provést výpočet díky tomuto 3D grafu i pro jiné otáčky, kde však výpočet nebude již tak přesný.

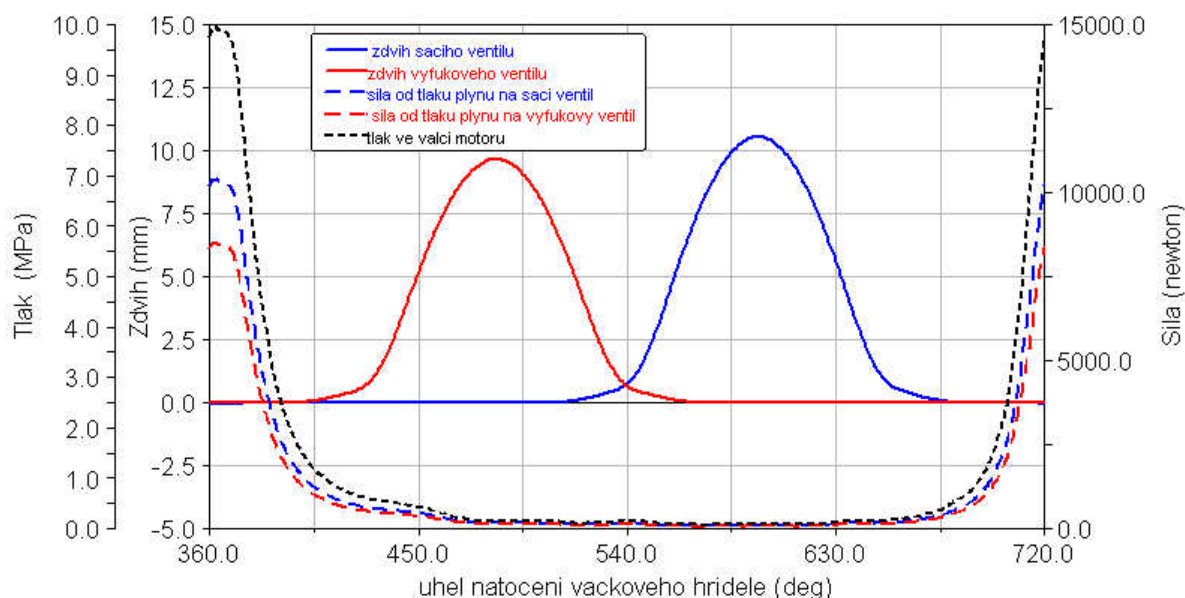
Je nutné tedy načasovat ventilový rozvod pro sací a výfukovou část pro příslušný válec motoru. To je provedeno pomocí proměnného parametru příkazem *Adjust-Parametr-Variable-Testrig-Cam Angle*, kterým se nastaví přesné natočení vačky ve stupních.

Úhel natočení vačkového hřídele je brán vzhledem k poloze TDC (kdy je píst v horní úvratí) a vzhledem k ní jsou natočeny sací a výfukové vačky pro příslušný válec. Základní pozice vačky dosud byla pro cam angle = 0.

Nyní bude pro:

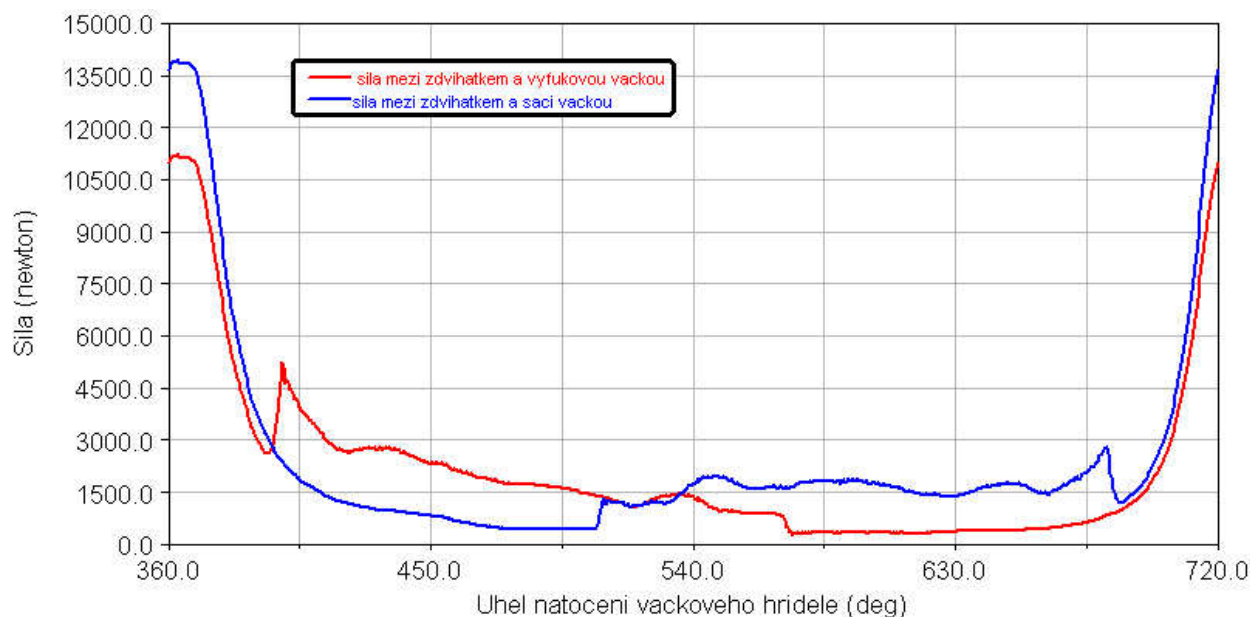
- sací vačku: cam angle = 146.3
- výfukovou vačku: cam angle = 33.3

6.2.1 Analýza s tuhými tělesy, Multi-mass pružinou a silou od tlaku plynů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$



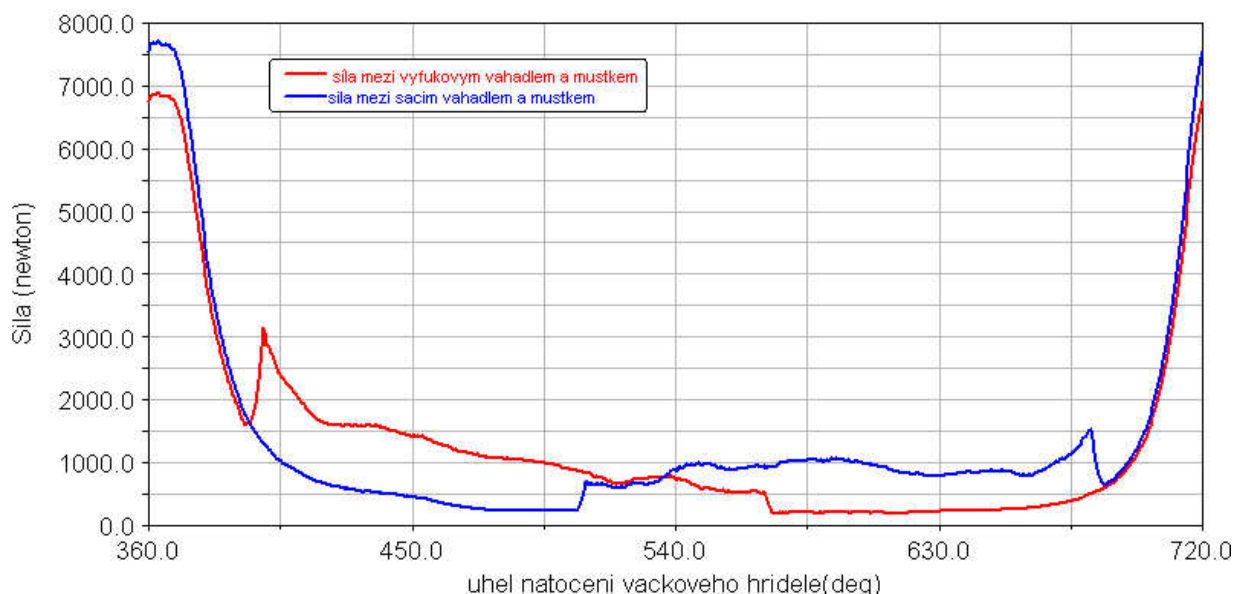
Graf 36 Nastavení časování ventilového rozvodu s průběhy sil od tlaku plynů na sací a výfukový ventil při jmenovitých otáčkách motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

V grafu 36 jsou zobrazeny zdvihové závislosti sacího a výfukového ventilu s příslušným načasováním. Současně je v grafu 36 zobrazen průběh tlaku ve válci motoru a síly od tlaku plynů působící na sací a výfukový ventil (talířek ventilu).



Graf 37 Průběh sil mezi zdvihátkem a včnou obou sekcí za současného působení síly od tlaku plynu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

Z grafu 37 je zřejmé, jak moc působení sil do tlaku plynů ovlivnilo průběh sil mezi zdvihátkem a včkou. Již na první pohled je zřejmé, že největší síly jsou v okamžiku maximálního tlaku ve válci. Tomu tak však ve skutečnosti nebude, protože momentálně jsou všechna tělesa uvažována jako dokonale tuhá a je uvažována nulová ventilová vůle. Proto se přenáší při uzavření ventilu síla při maximálním tlaku ve válci motoru až na zdvihátko. K přerušení kontaktu mezi zdvihátkem a včkou vůbec nedojde.



Graf 38 Průběh sil mezi s vahadly a můstky sací a výfukové sekce za současného působení sil od tlaku plynu pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

6.3 Úvaha pružné deformace ventilového rozvodu

Dosud byla všechna tělesa ventilového rozvodu uvažována jako dokonale tuhá a nebyla tudíž uvažována deformace těles ve ventilovém rozvodu. Vlivem působení velkých sil však ve skutečnosti nastávají v rozvodových mechanismech deformace prohnutím váčkového hřídele,

čepu vahadel, prohnutím zvedací tyčky a prohnutím ventilového vahadla (OHV).

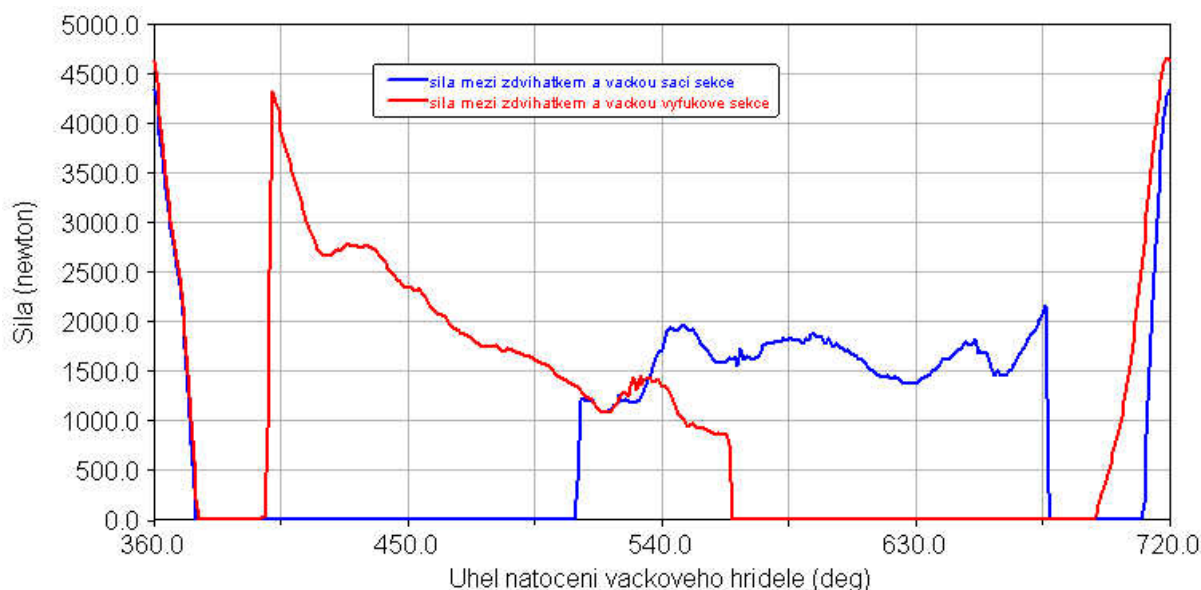
Modify Flexible Pushrod	
Pushrod Name	.svt_assy_1V08
Property File	☐ Editable mids://private/rods.tbl/R4_0001zetorS34VK.puf
Rod Radius	4.0
Upper Rod Radius	4.0
Upper Sphere Radius	-6.0
Mass	0.10343175
Ixx	583.16296
Iyy	583.16275
Izz	0.97094862
Material Property Method	☒ Material Based ☐ User-Entered
Poisson Ratio	0.29
Young's Modulus	2.07E+005
Damping Ratio	1.0E-002
Cross Section	☒ Solid Circular ☐ Generic
Area	50.2654824574
Area Moments of Inertia	
Ixx	402.1238596
Iyy	201.0619298
Izz	201.0619298
Shear Area Ratio	1.1111111111, 1.1111111111
OK Apply Cancel	

U ventilového rozvodu OHV je nejpoddanějším členem hned po ventilové pružině zvedací tyčka. Proto je třeba tuto skutečnost uvažovat a to nahrazením v Adams/Engine tuhé zvedací tyčky (rigid Pushrod) za zvedací tyčku (FlexRod), která umožňuje svou deformaci a tím tak zpřesnění virtuálního výpočtu.

Tato tyčka je složena z Beamů (prutový prvek), momenty setrvačnosti a hmotnost jsou uvažovány jako jednoho celku tyčky a zadány dle výpočtu modelu z programu Pro-Engineer. Materiálové vlastnosti byly vypočítány a zadány a coefficient Damping Ratio a Shear Area Ratio byl zvolen dle standartu FEV.

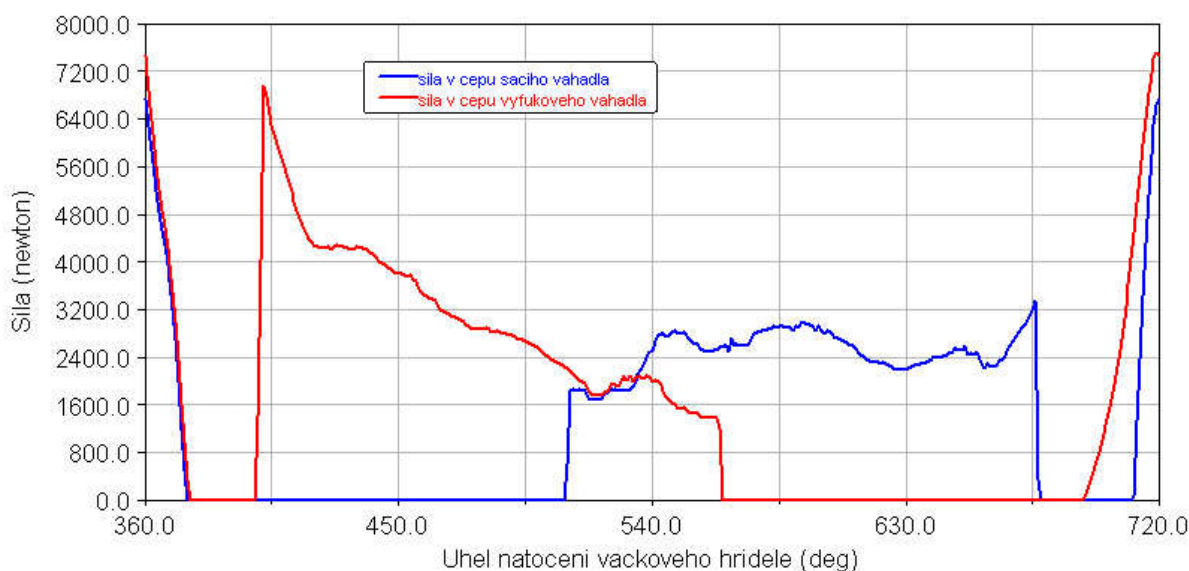
Obr.89 Modifikační tabulka zvedací tyčky FlexRod

6.3.1 Analýza s použitím zvedací tyčky (Flexible Rod) a silou od tlaku plynů (Gas Force) pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

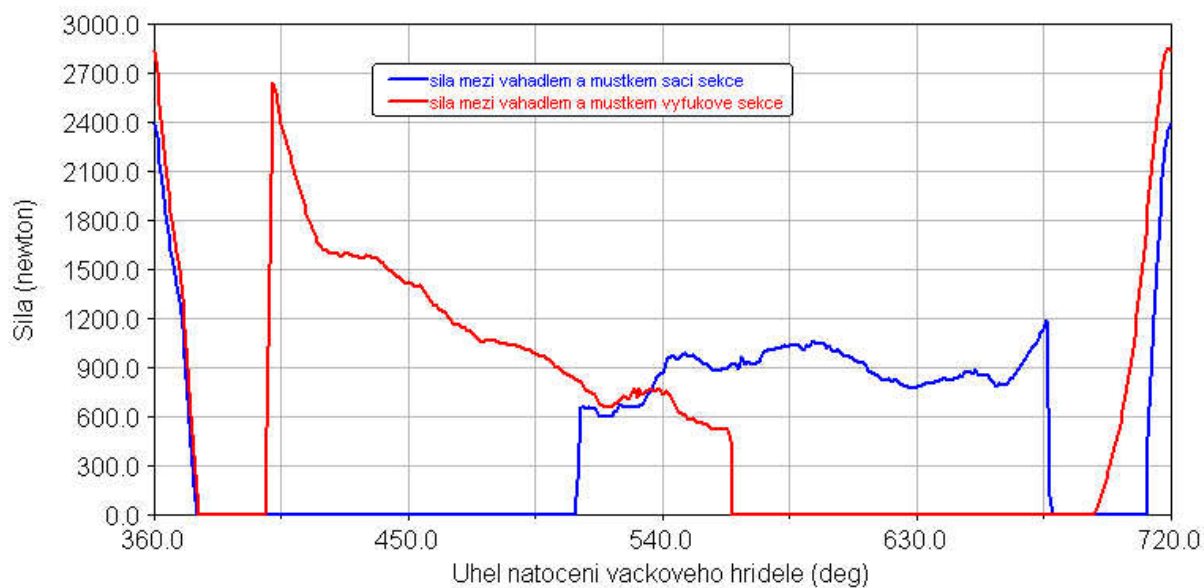


Graf 39 Průběh sil mezi zdvihátkem a váčkou pro sací a výfukovou sekci pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

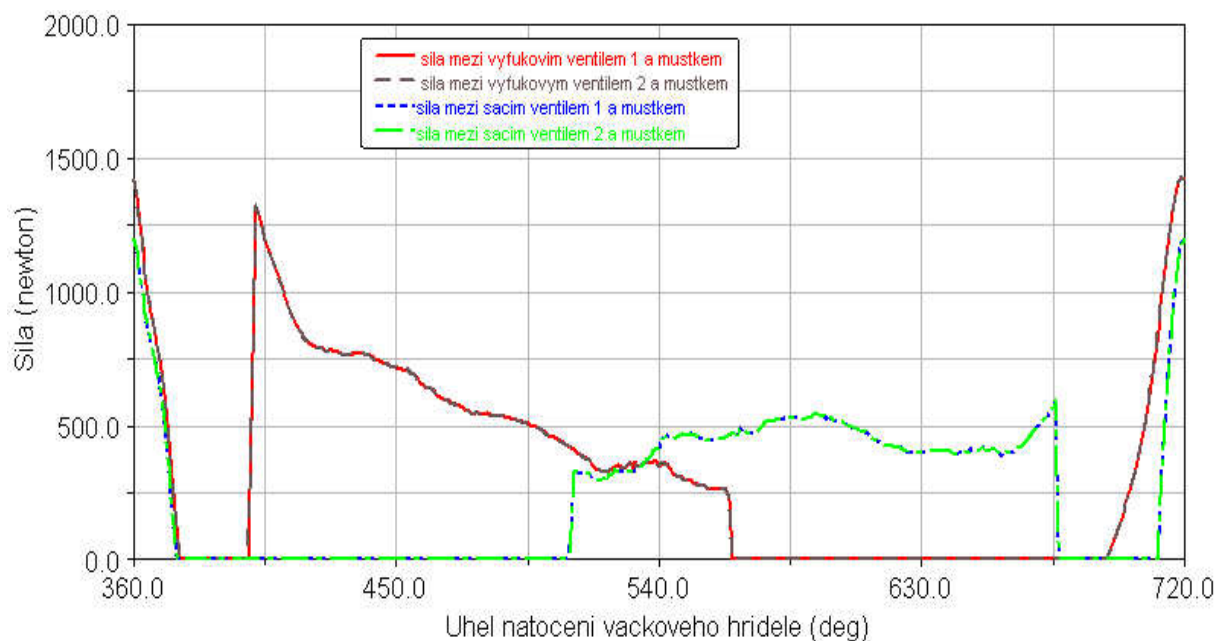
V grafu 39 je vidět jak se aplikací tyčky Flexrod změnil průběh sil. Je vidět, že mezi vačkou a zdvihátkem již nepůsobí tak velké síly, jak tomu bylo v grafu 37 s tuhými tělesy. Při maximálním tlaku ve válci je již síla od tlaku plynů z části zachycována ventilovými sedly v hlavě motoru, ale ještě se díky nulové ventilové vůli přenáší až mezi vačku a zdvihátko. Z průběhu sil je také vidět, že již nepůsobí tak velké síly mezi vačkou a zdvihátkem po dobu, kdy nedochází ke zdvihu zdvihátka. Síla mezi zdvihátkem a vačkou v tento okamžik je s nastavením nulové ventilové vůle $F=3N$.



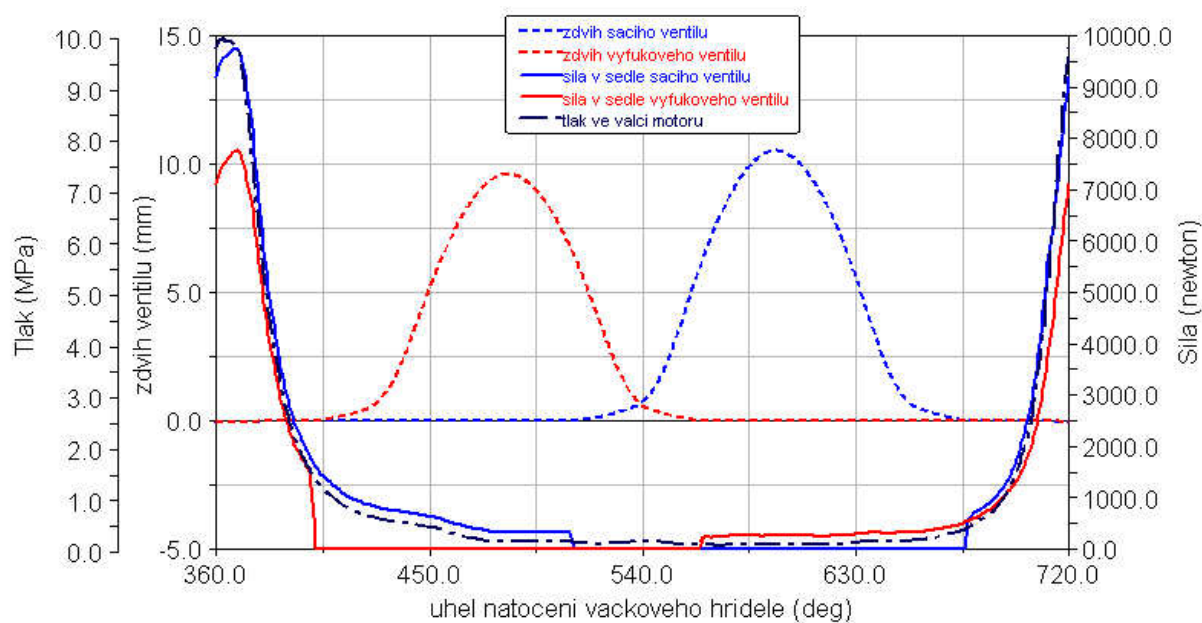
Graf 40 Průběh sil v čepu sacího a výfukového vahadla pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$



Graf 41 Průběh sil mezi sacím a výfukovým vahadlem a můstkem pro sací a výfukovou sekci pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

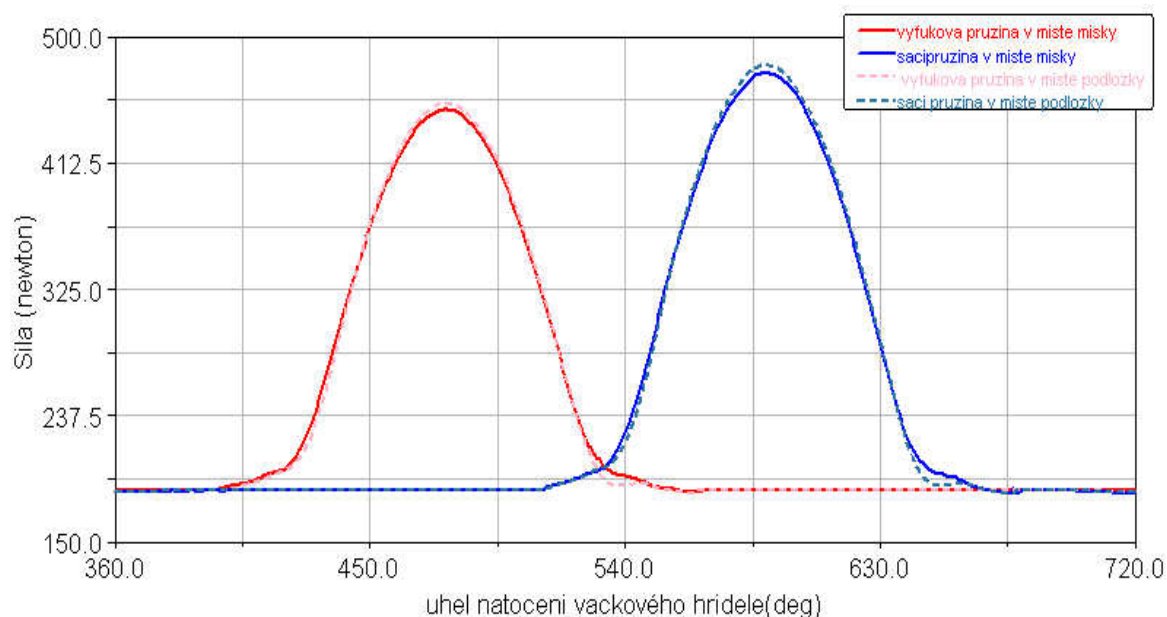


Graf 42 Síly mezi ventily 1 a 2 a můstkem pro sací a výfukovou sekci pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$



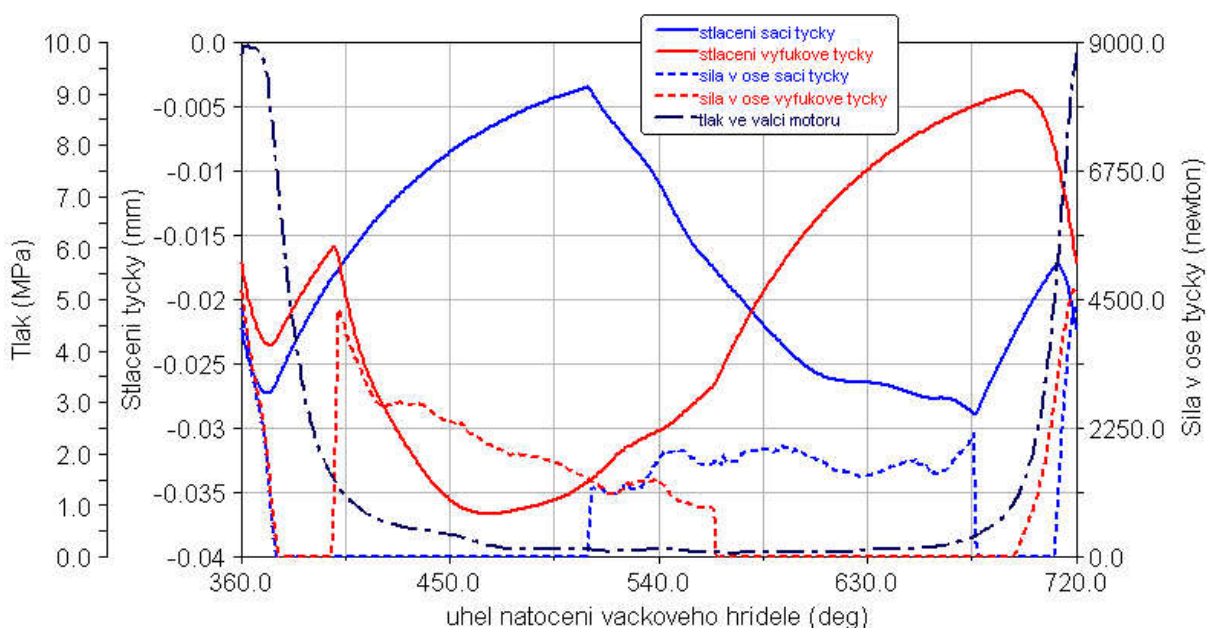
Graf 43 Průběh síly v sedle ventilu pro sací a výfukovou sekci pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

V grafu 43 jsou uvedeny průběhy sil v sedlech sacího a výfukového ventilu. Pro názornost jsem ještě doplnil o průběhy zdvihu ventilů a průběh tlaku ve válci jmenovité otáčky motoru.



Graf. 44 Průběh sil sací a výfukové pružiny v místě podložky a misky pružiny pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

Grafu 44 je vidět jak se mění síly mezi koncem pružiny v místě misky a v místě ventilové podložky v hlavě válců motoru.

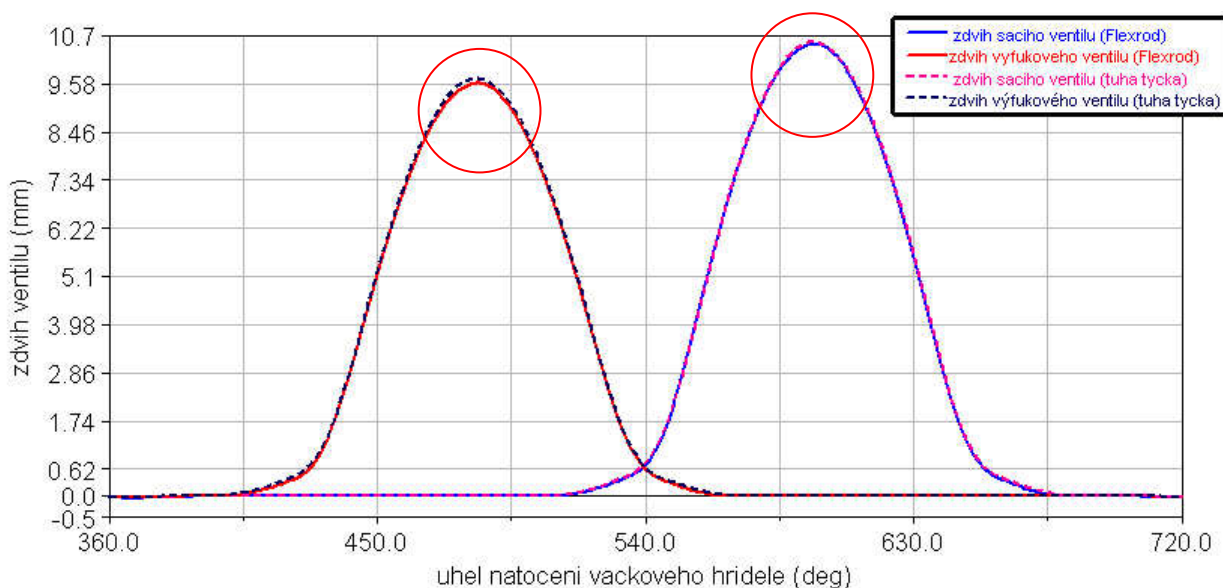


Graf 45 Průběh stlačování v zvedacích tyčích v závislosti na úhlu natočení válcového hřídele pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

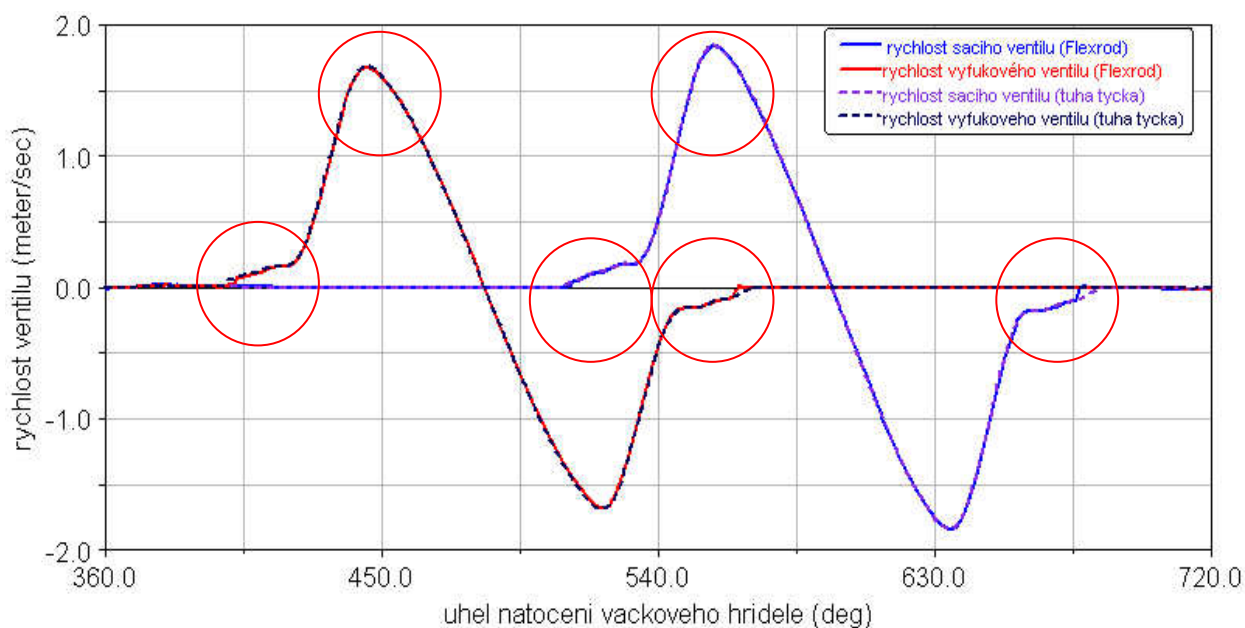
V grafu 45 jsou znázorněny průběhy stlačování zvedací tyčky v závislosti na otočení válcového hřídele při jmenovitých otáčkách motoru při nastavení nulové ventilové vůle. Stlačení je měřeno vůči nestlačené zvedací tyčce a to ve směru osy nestlačené tyčky. V grafu je dále tečkovaně zobrazen průběh sil v ose zvedací tyčky a pro názornost je zde zobrazen i průběh tlaku ve válci.

Je zde vidět, jak je tyčka stlačena jednak silou od tlaku plynů v okamžiku největšího tlaku ve válci, ale také její stlačování při samotném zdvihu. Je zřejmé, že více je stlačována tyčka výfukové sekce a to proto, že výfukový ventil je otevírán v době, kdy je ve válci ještě velký tlak, oproti době zdvihu sacího ventilu, jak plyne z principu činnosti ventilového rozvodu. Tím pádem působí na zvedací tyčku nejen síla od pružin a setrvačná síla při daném zdvihu, ale i poměrně velká síla od tlaku plynu.

Dále je zřejmé, že obě zvedací tyčky jsou stlačeny prakticky po celou dobu cyklu, což je zde způsobeno nastavením nulové ventilové vůle. Pokud by byla nastavená nenulová ventilová vůle, zvedací tyčky budou samozřejmě stlačovány jen při zdvihu ventilů (vačky).



Graf.46 Porovnání zdvihů ventilů s použitím tuhé tyčky a tyčky Flexrod při jmenovitých otáčkách motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

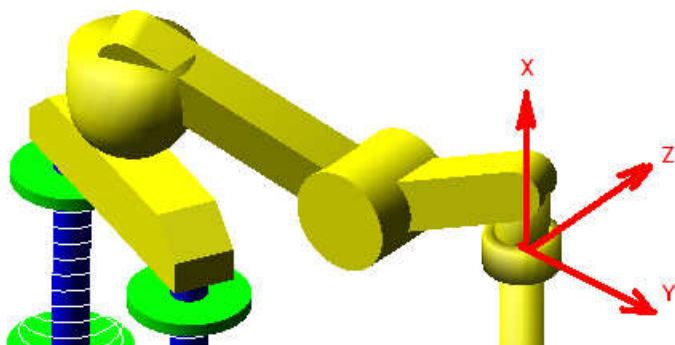


Graf.47 Porovnání rychlostí ventilů s použitím tuhé tyčky a tyčky Flexrod při jmenovitých otáčkách motoru

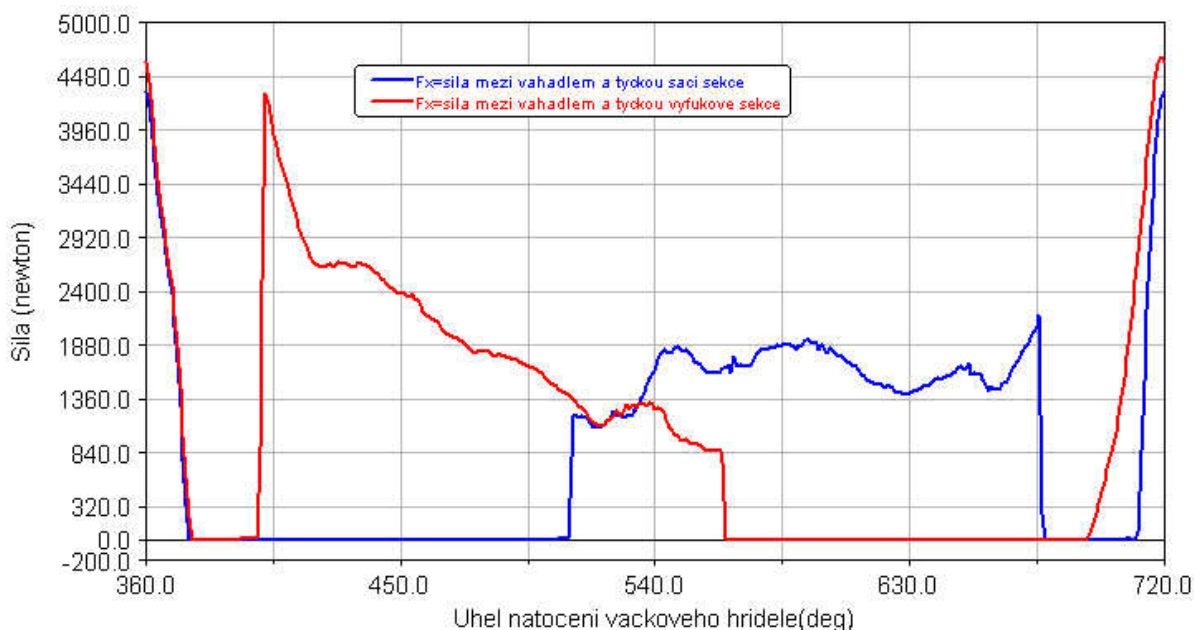
Z grafů 46 je zobrazeno porovnání zdvihových závislostí ventilů s použitím tuhé a Flexrod tyčky. Je zřejmé, že průběh zdvihu s Flexrod tyčkou je menší než u použití tuhé tyčky. Zdvih výfukového ventilu se zmenšil o 0,1068 mm a sacího ventilu o 0,0448 mm. Rovněž se o něco málo zkrátila doba otevření ventilu a stoupla rychlost v místě náběhové křivky, kdy ventil opouští a opět dosedá do sedla ventilu v hlavě válců.

6.3.1.2 Zjištění průběhu sil mezi vahadlem a zvedací tyčkou Flexible Rod pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

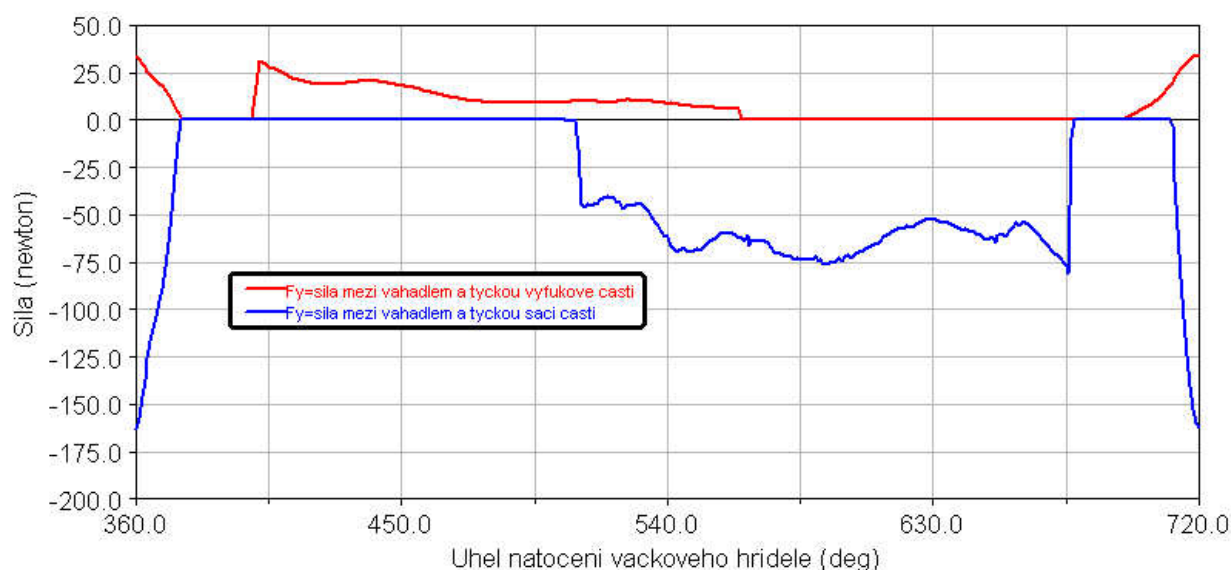
Vytvořený měřič síly mezi nakloněnými zvedacími tyčkami a vahadly je natočen ve směru construction frames cfs_rocker_reference, za účelem získání sil rozložených do tří směrů X, Y, Z (osa Z je ve směru osy čepu vahadla), aby ji bylo možné později použít pro analýzu napjatosti vahadla v programu ANSYS 10.



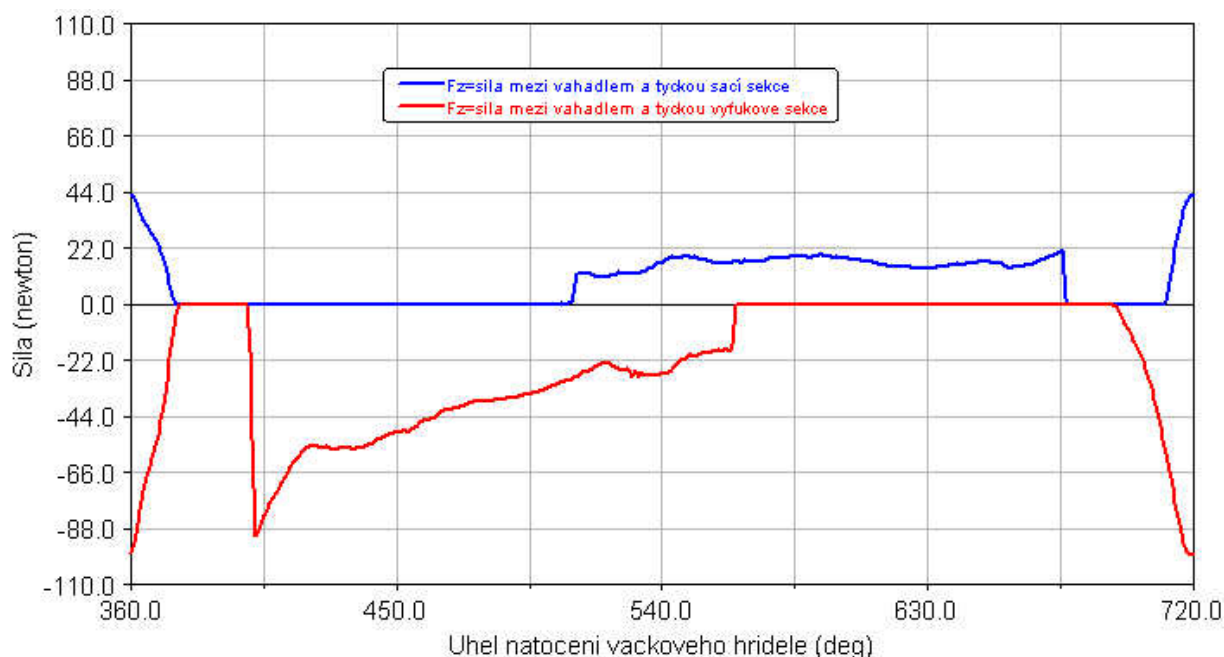
Obr.90 Umístění a orientace vytvořeného měřiče mezi zvedací tyčkou a vahadlem



Graf 48 Průběh sil F_x mezi vahadlem a tyčkou sací a výfukové sekce ve směru kladném osy x pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$



Graf 49 Průběh sil F_y mezi vahadlem a tyčkou sací a výfukové sekce ve směru osy y pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$



Graf 50 Průběh sil F_z mezi vahadlem a tyčkou sací a výfukové sekce ve směru osy z pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

Výsledků plyne, že větší síly působí ve výfukové sekci rozvodu, což je způsobeno zmiňovanou silou od tlaku plynů.

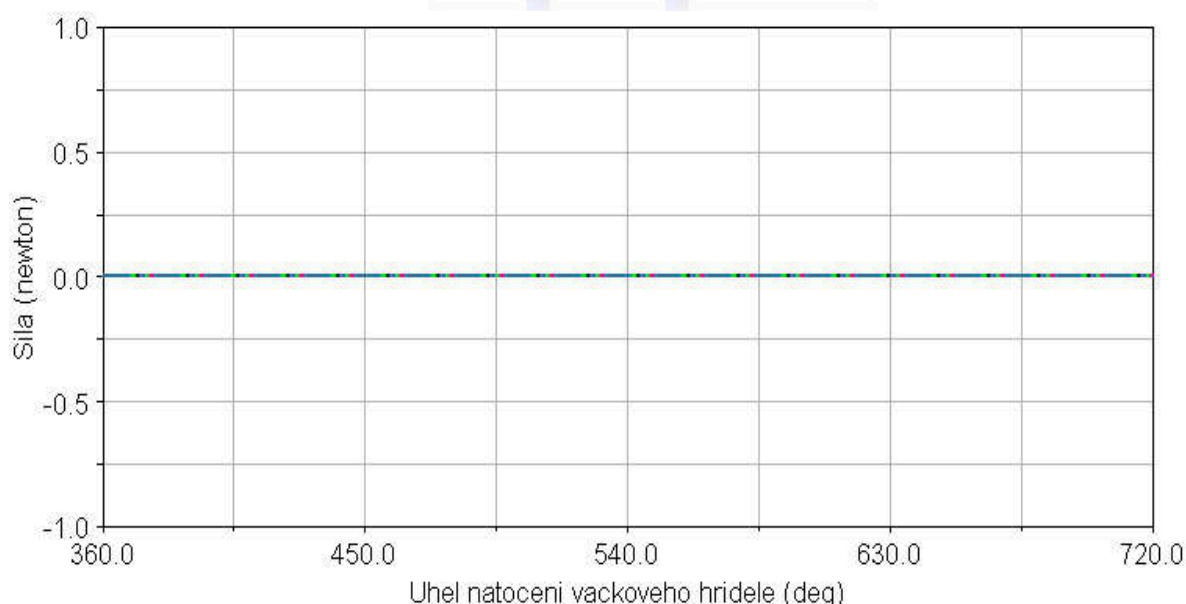
Výsledky těchto grafů byly dále použity pro výpočet napjatosti výfukového vahadla v programu Ansys 10.

6.3.2. Analýza kolize závitů ventilové pružiny pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$

V menu Adjust-Valve Train-Multi Mass Valve Spring – Create request jsem vytvořil měřič, který měří sílu mezi příslušnými segmenty závitů pružiny. Je-li síla rovna nule, znamená to, že kontaktu (srážce) mezi závitů nedojde a vše je v pořádku. Měřené segmenty závitů jsou vidět na (obr. 91) červeně. Bílá barva označuje nečinné závitů pružiny.



Obr.91 Označené segmenty závitů pružiny



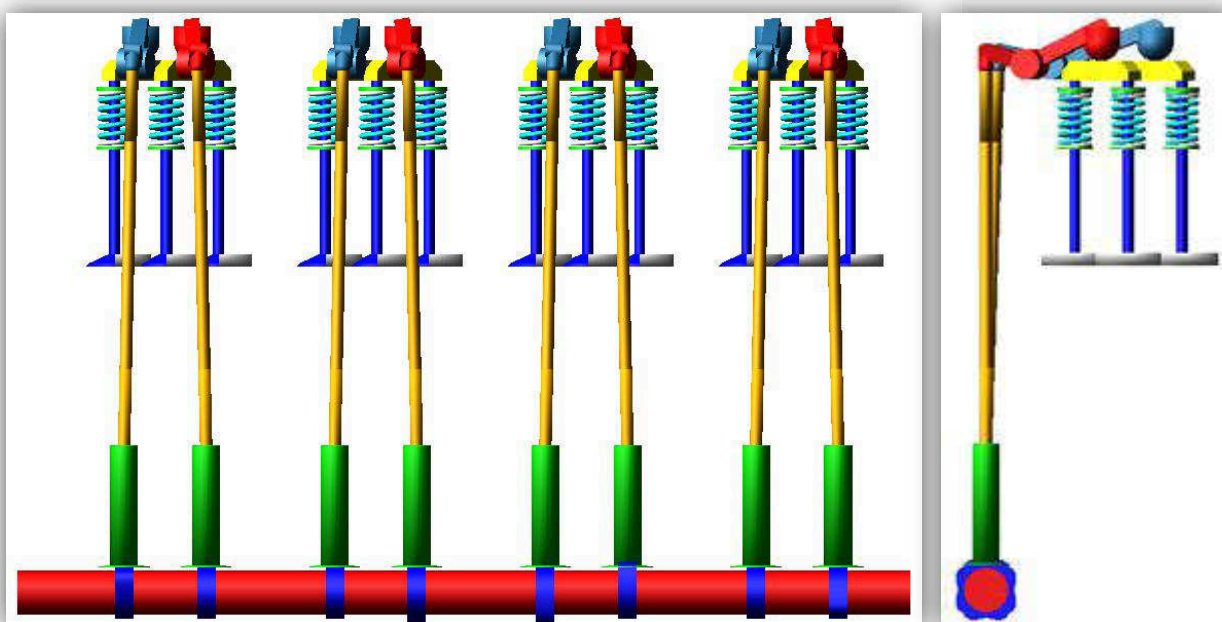
Graf.51 Analýza kolize mezi závitů pro jmenovité otáčky motoru obou sekcí rozvodu

Z grafu 51 je zřejmé, že síla mezi jednotlivými segmenty závitů je nulová, tudíž ke kontaktu (kolizi) mezi závitů nedojde. Analýza je provedena jak pro sací, tak i pro výfukovou sekci rozvodu při jmenovitých otáčkách rozvodu.

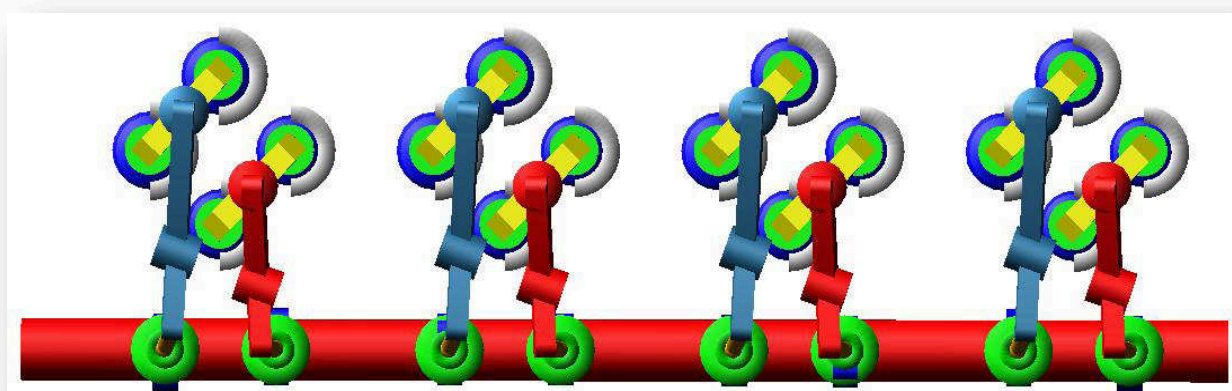
6.4. Zkompletování ventilového rozvodu OHV pro čtyřventilovou hlavu motoru čtyřválcového motoru

Z kompletování rozvodu pro všechny čtyři válce sací i výfukové sekce se provede v prostředí General Assembly načtením vytvořených podsystémů obou sekcí a načtením vačkového hřídele *camshaft_i4_1.sub* a *Global_i4*, který obsahuje informace o rozmístění dalších prvků motoru a klikového ústrojí.

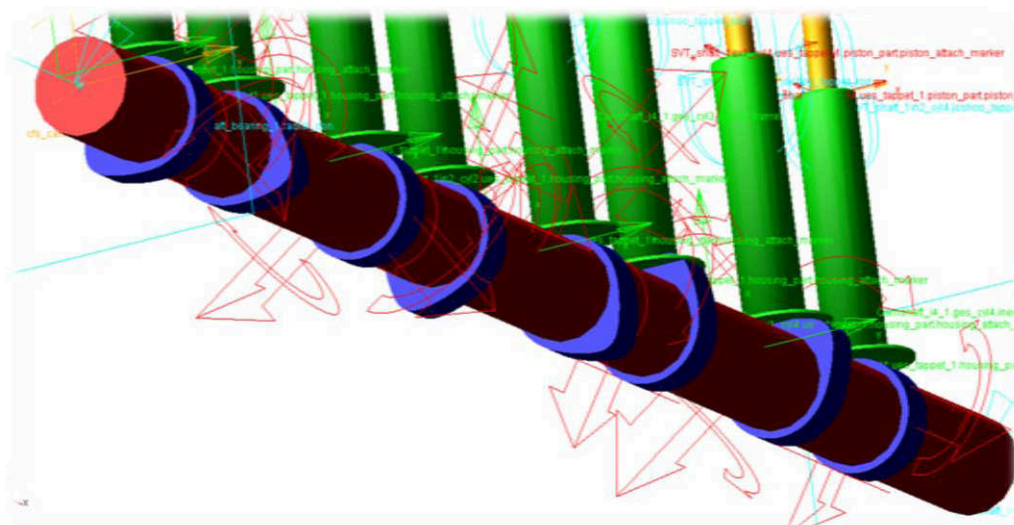
Modifikace pozice a natočení váček je dána pomocí proměnných parametrů a sledem zapalování. Rozměry vačkového hřídele polohy a natočení váček jsem zadal dle výkresové dokumentace.



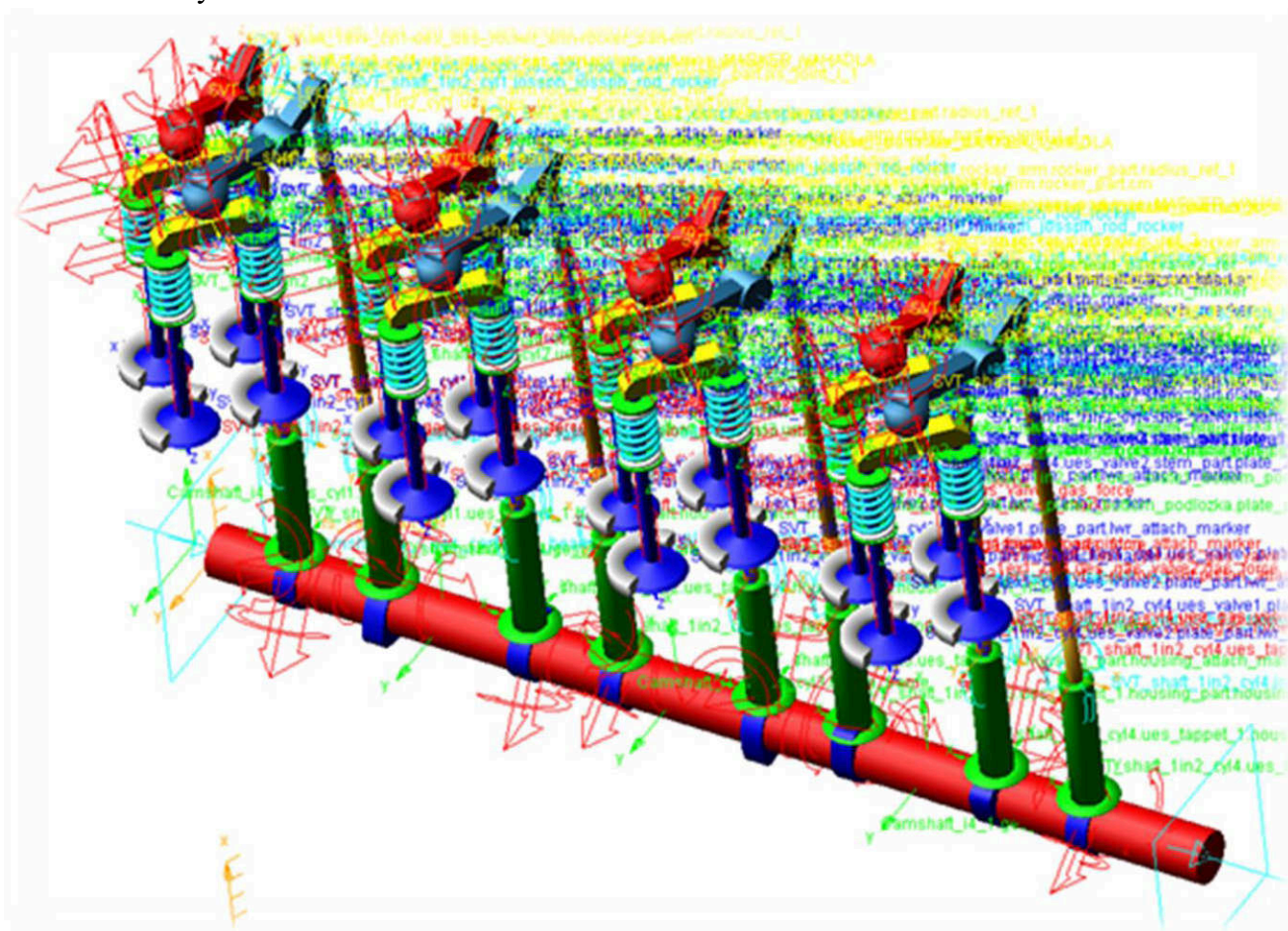
Obr.92 Pohled zezadu a z boku na ventilový OHV rozvod čtyřventilové hlavy motoru pro čtyřválcový motor sestavený v Adams/Engine



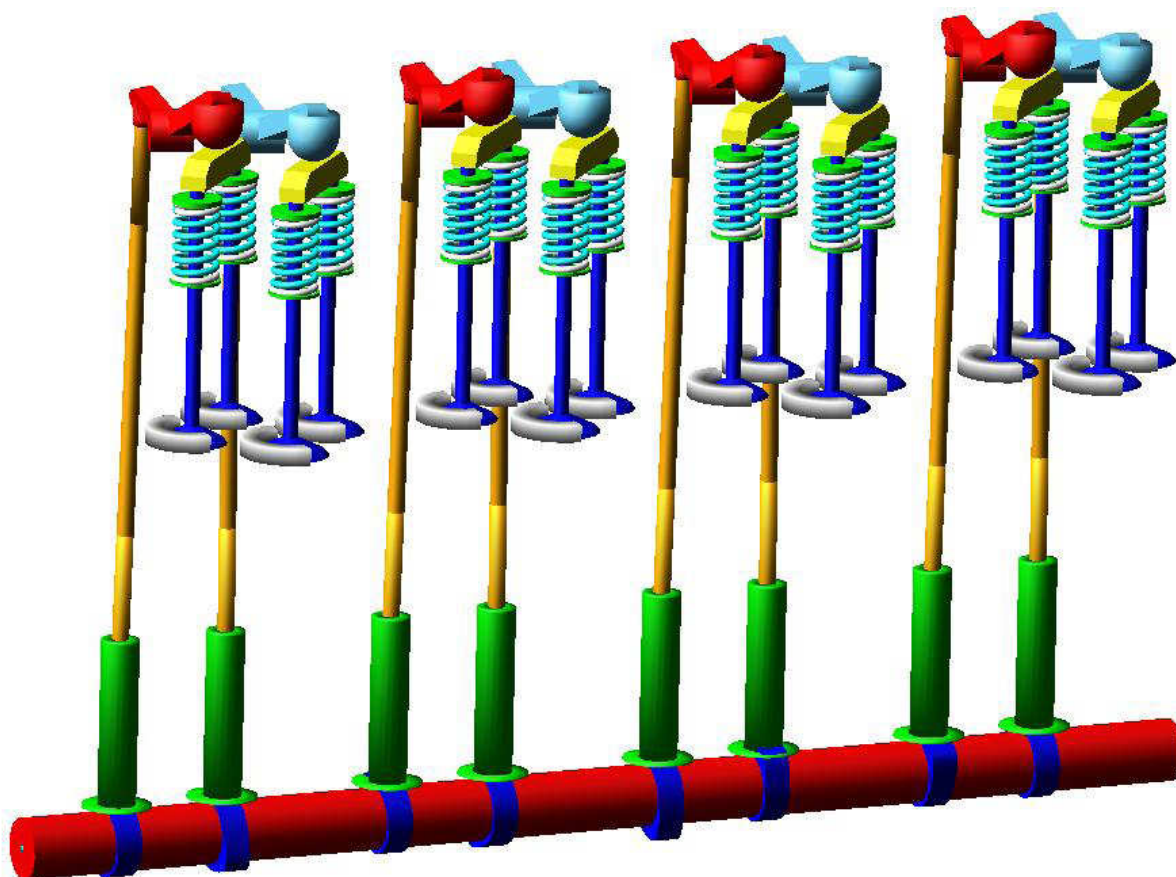
Obr.93 Pohled z vrchu na polohu vahadel, ventilů, můsteků a dalších prvků OHV rozvodu čtyřventilového rozvodu řadového čtyřválcového motoru sestaveného v Adams/Engine



Obr.94 Detailní 3D pohled na vačkovou hřídel s natočenými vačkami sací a výfukové sekce



Obr.95 3D - Pohled na kompletní ventilový OHV rozvod včetně zobrazení ikon souřadných systému a kontaktů mezi tělesy v programu Adams/Engine



Obr.96 3D -Pohled na kompletní ventilový OHV rozvod bez zobrazení ikon souřadných systémů a kontaktů mezi tělesy v programu Adams/Engine

Parameter Variable Modification Table	
Assembly Subsystem OHV_rozvod_ZETOR.Camshaft_i4	
	real_value
pvs_cam_offset_ex1_cyl1	11.7
pvs_cam_offset_ex1_cyl2	11.7
pvs_cam_offset_ex1_cyl3	11.7
pvs_cam_offset_ex1_cyl4	11.7
pvs_cam_offset_ex2_cyl1	0.0
pvs_cam_offset_ex2_cyl2	0.0
pvs_cam_offset_ex2_cyl3	0.0
pvs_cam_offset_ex2_cyl4	0.0
pvs_cam_offset_in1_cyl1	0.0
pvs_cam_offset_in1_cyl2	0.0
pvs_cam_offset_in1_cyl3	0.0
pvs_cam_offset_in1_cyl4	0.0
pvs_cam_offset_in2_cyl1	-101.3
pvs_cam_offset_in2_cyl2	-101.3
pvs_cam_offset_in2_cyl3	-101.3
pvs_cam_offset_in2_cyl4	-101.3
pvs_camshaft_length	577.0
pvs_shaft_angle	-90.0
pvs_svt_rel_location_ex1	51.0
pvs_svt_rel_location_ex2	-66.0
pvs_svt_rel_location_in1	-18.0
pvs_svt_rel_location_in2	104.0
pvs_valve_angle_ex1	0.0
pvs_valve_angle_ex2	0.0
pvs_valve_angle_in1	0.0
pvs_valve_angle_in2	0.0

Natočení vaček je určeno pořadím zapalování, které se nastaví v menu *Adjust- Crank Train-Engine Global Data*. Vačky jsou natočeny pro každý válec dle pořadí zapalování válců (1-3-4-2) do základního natočení pro daný válec a vzhledem k němu jsou natočeny (offsetovány) o příslušný úhel, dle výkresové dokumentace vačkového hřídele.

Nyní je ventilový rozvod sestavený pro všechny čtyři válce připravený k připojení dalších komponentů motoru, jako jsou klikové ústrojí, pohon rozvodového mechanismu...

Obr.97 Modifikační tabulka vačkového hřídele

7 Výpočet napjatosti ventilového vahadla v MKP programu ANSYS 10

7.1. Příprava modelu výfukového vahadla rozvodu k výpočtu v programu ANSYS 10

Model ventilového vahadla byl nejprve převeden v optimálním formátu .anf, ve kterém byl pak ve výpočtovém programu ANSYS 10 načten (importován).

Vahadlo bylo vytvořeno společně se seřizovacím šroubem a maticí jako jedno těleso. Napěťovou analýzu vahadla tedy budu řešit v této diplomové práci jako jednoho celku.

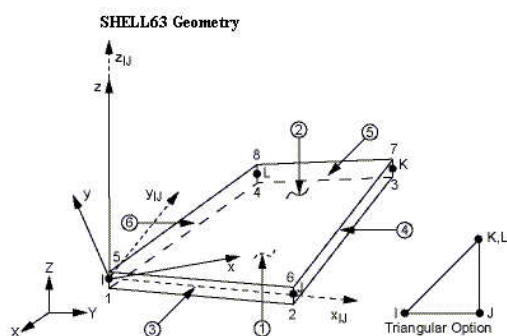
Vlastnosti materiálu vahadla byly zadány pro lineární, elastický isotropní materiál.

-  Modul pružnosti v tahu (tlaku) $E = 2.1e5 \text{ MPa}$
-  Poissonovo číslo $\mu = 0.3$,
-  Hustota materiálu vahadla $\rho = 7.85e-9 \text{ t/mm}^3$.

7.2. Náhrada čepu vahadla a kulového kloubu šroubu ramena vahadla

Při vytvoření náhrady čepu vahadla a sférického kloubu ramena vahadla (šroub s kulovou plochou) a kontaktní plochy vahadla na straně ventilů (s válcovou plochou) jsem si nejprve vytvořil pomocný prvek Shell 63, kterým jsem si vytvořil rovnoměrnou mapovanou síť.

Tento pomocný prvek se však musí po celkovém objemovém vysítování vahadla před zatížením vymazat, aby neovlivňoval výpočet.



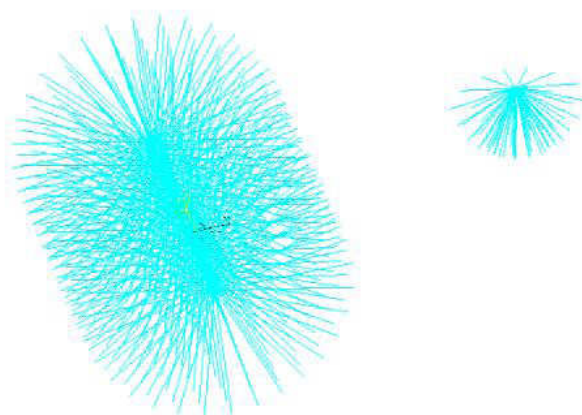
Obr.98 Prvek Shell 63 [19]



Obr.99 Vysítování kontaktních ploch ventilového vahadla pomocným prvkem Shell 63

V ose čepu vahadla jsem vytvořil uzly tzv. Nody a ve středu půlkulového zakončení šroubu jeden Nod. Tyto Nody jsem spojil s příslušnými Nody na plochách linkami a vytvořené linky jsem následovně vysítával prvkem Solid 184 (rigid) o velikosti (NDIV=1).

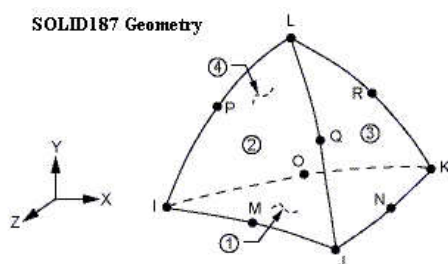
Tento prvek jsem použil, protože je tuhý, aby do tohoto výpočtového modelu nevnášel nepřesnosti. Ve skutečnosti se čep vahadla prohýbá, ale na úrovni tohoto řešeného výpočtu je tato volba prvku postačující.



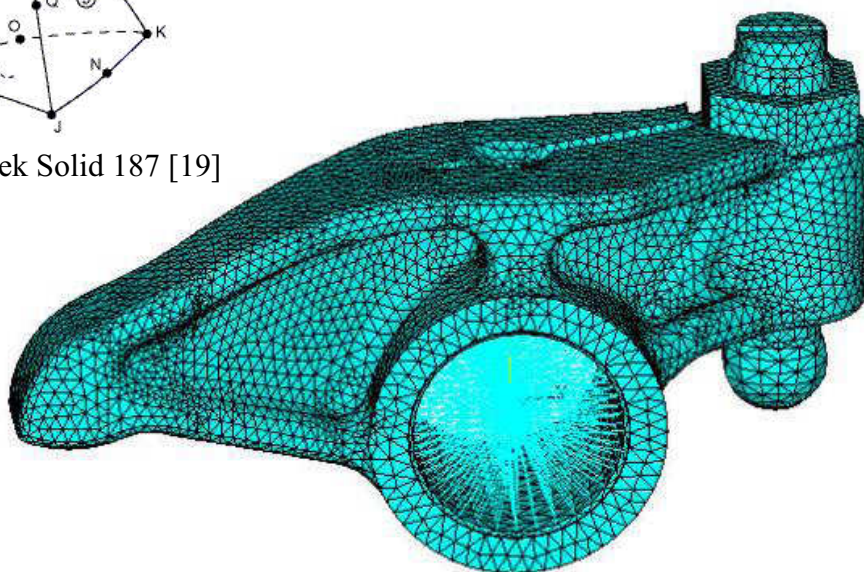
Obr.100 Prutová náhrada čepu vahadla a pomocná prutová náhrada sférického kloub

7.3. Vytvoření objemové sítě celého vahadla

K vytvoření objemové sítě celého ventilového vahadla je použito prvku Solid 187 o velikosti (Size = 1,5).



Obr.101 Objemový prvek Solid 187 [19]



Obr.102 Výfukové vahadlo s vytvořenou objemovou sítí

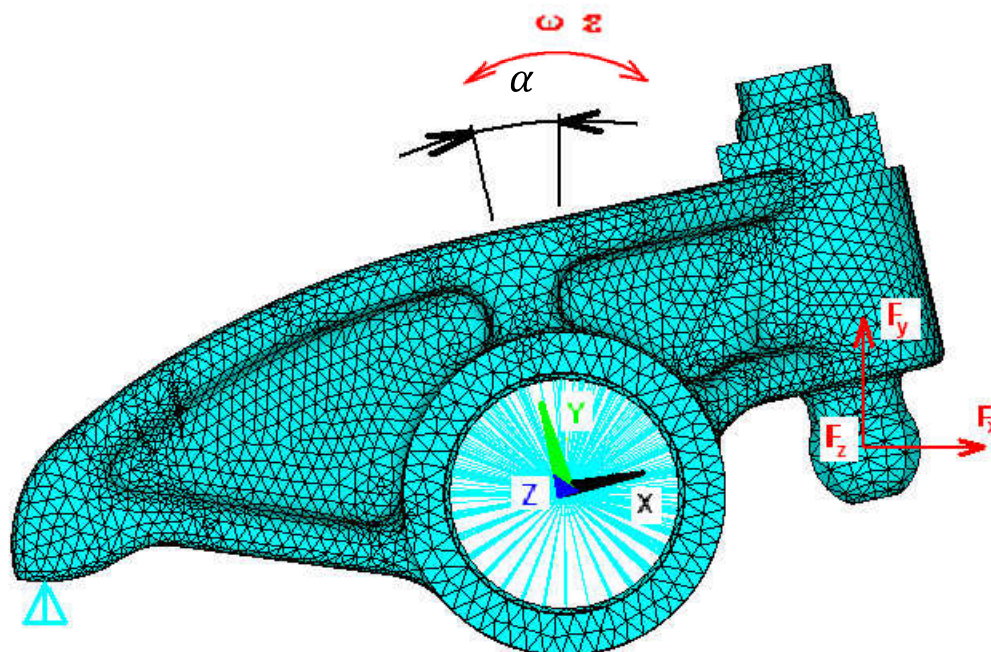
Po vysíťování celého objemu vahadla je nutné odstranit pomocnou síť s prvkem Shell 63.

7.4. Stanovení okrajových podmínek

Ventilové výfukové vahadlo je umístěno v programu Ansys tak, že osa čepu vahadla prochází počátkem souřadného systému a to ve směru osy Z. Posuv vahadla je omezen v uzlech prutové náhrady tzn. v ose čepu vahadla, ve směru X, Y, Z souřadného systému. Dále je vahadlo omezeno ve směru osy Y, v místě kde tento posuv omezuje kozlík čepu vahadel. Do uzlu ve středu druhé prutové náhrady nahrazující sférickou vazbu seřizovacího šroubu vahadla jsou umístěny síly F_x , F_y , F_z působící ze zvedací tyčky. Jejich velikost byla

spočítána v programu MSC Adams /Engine, kde jsem vytvořil měřič (Measure) rozkládající sílu působící ze zvedací tyčky do tří směrů stejně orientovaných jako je souřadný systém vahadla v programu ANSYS 10.

Dále je zadáván úhel natočení vahadla, úhlová rychlost a zrychlení vahadla pro dané zátěžné stavy na základě změřených hodnot v programu Adams/Engine.



Obr.103 Uchycení ventilového vahadla

7.5. Výpočet jednotlivých zátěžných stavů výfukového vahadla

Výpočet je proveden pro 5 zátěžných stavů. Natáčeno je lokálním souřadným systémem v místě centrálního souřadného systému podle úhlu natočení vahadla. Podle tohoto souřadného systému jsou orientovány nody v místě kontaktu vahadla s můstkem a nod ve středu prutové náhrady sférické vazby, ve kterém jsou aplikovány síly F_x , F_y , F_z .

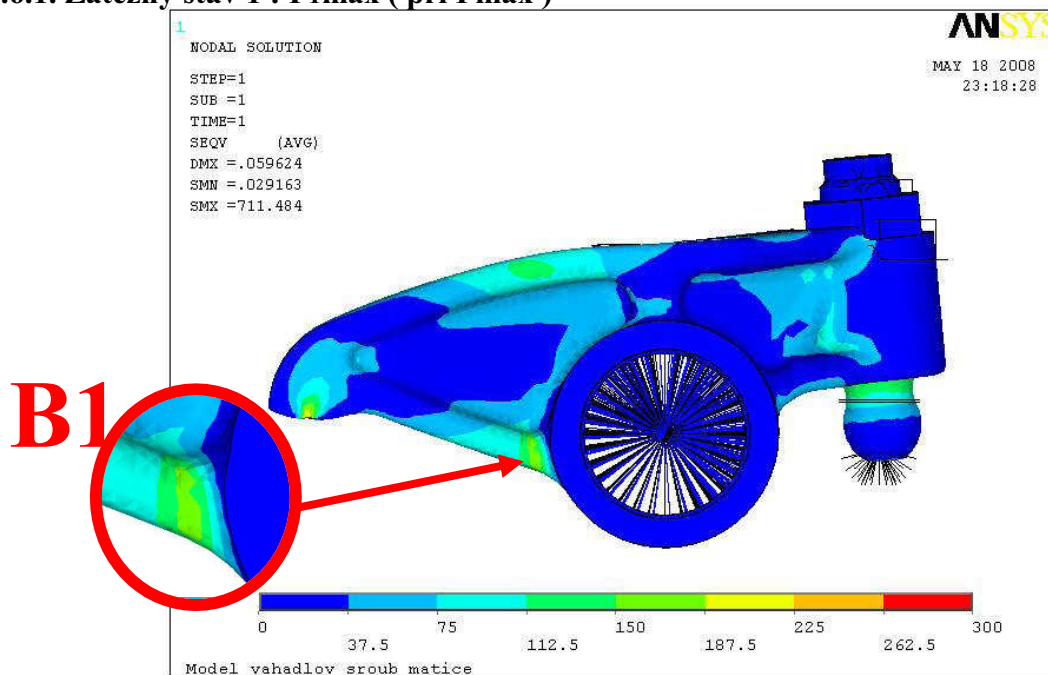
		F_y (N)	F_x (N)	F_z (N)	α (deg)	ω (rad/sec)	ε (rad/s ²)
Zátěžný stav 1	F_{lmax} (při P_{max})	4663,55	33,7611	99,0463	-0,0455	-0,29	159,738
Zátěžný stav 2	F_{lmax} (při otevírání ventilu)	4349,97	31,5113	92,3594	1,0632	0,837	365,208
Zátěžný stav 3	maximální kladné zrychlení	2645,15	19,6149	56,5907	1,7106	20,71	1389
Zátěžný stav 4	maximální rychlost	2462,02	19,3257	52,3037	5,1083	37,975	-174,08
Zátěžný stav 5	maximální výchylka vahadla a maximální záporné zrychlení	1777,79	9,4083	37,2493	12,4227	0,0	-8452

Obr.104 Tabulka vypočtených hodnot pro jednotlivé stavy vahadla

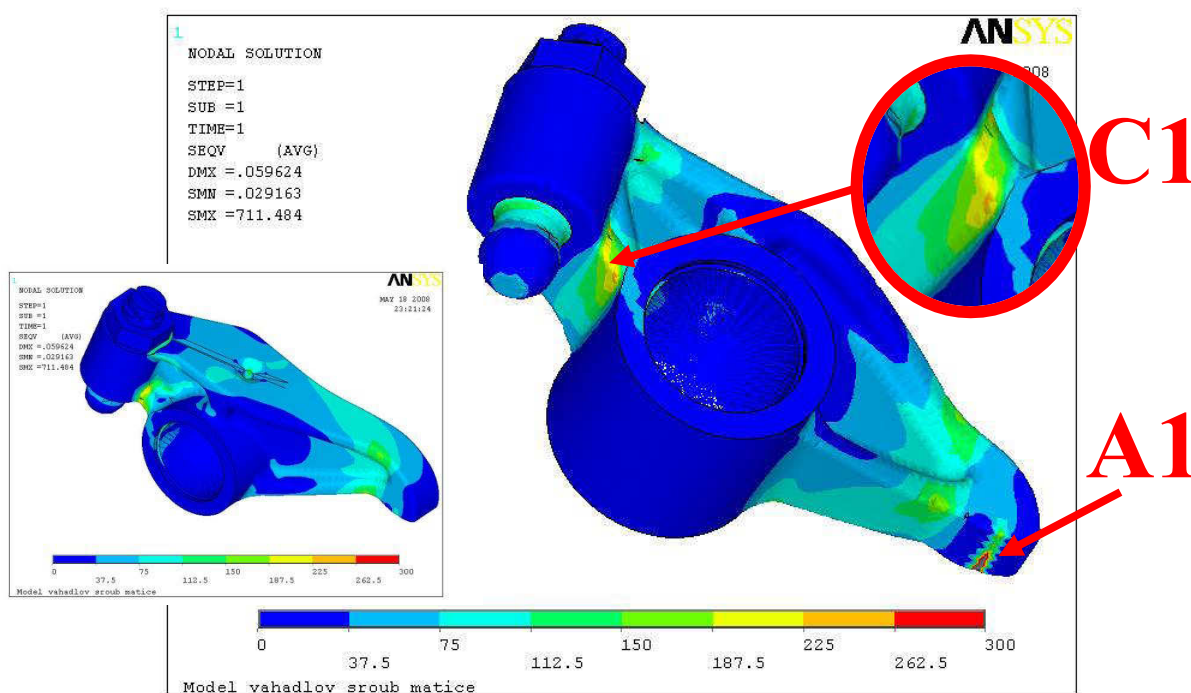
7.6. Výsledky výpočtů zátěžných stavů výfukového vahadla

Uvedená napětí jsou zobrazena pro podmínku plasticity vůči meznímu stavu pružnosti HMH. Zobrazení výsledných napětí je prostřednictvím barevného spektra v rozsahu 0 až 300 MPa. Deformace jsou zobrazeny několikrát větší, než je tomu ve skutečnosti z důvodu lepší viditelnosti.

7.6.1. Zátěžný stav 1 : F1max (při Pmax)

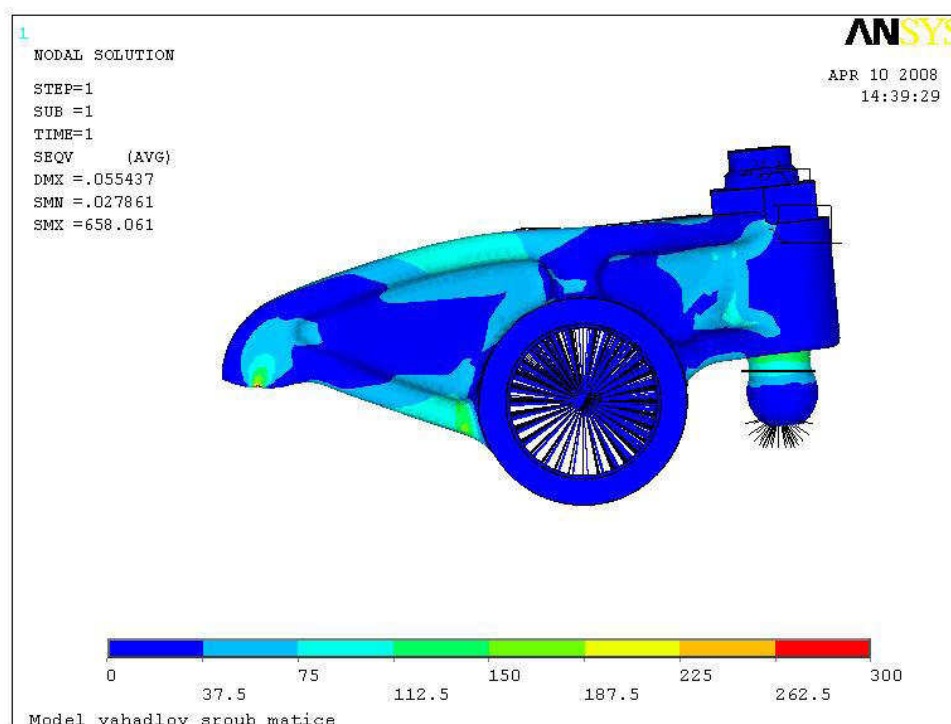


Obr.105 Deformovaný a nedeformovaný Zátěžný stav 1 výfukového vahadla (při maximálním tlaku ve válci motoru)

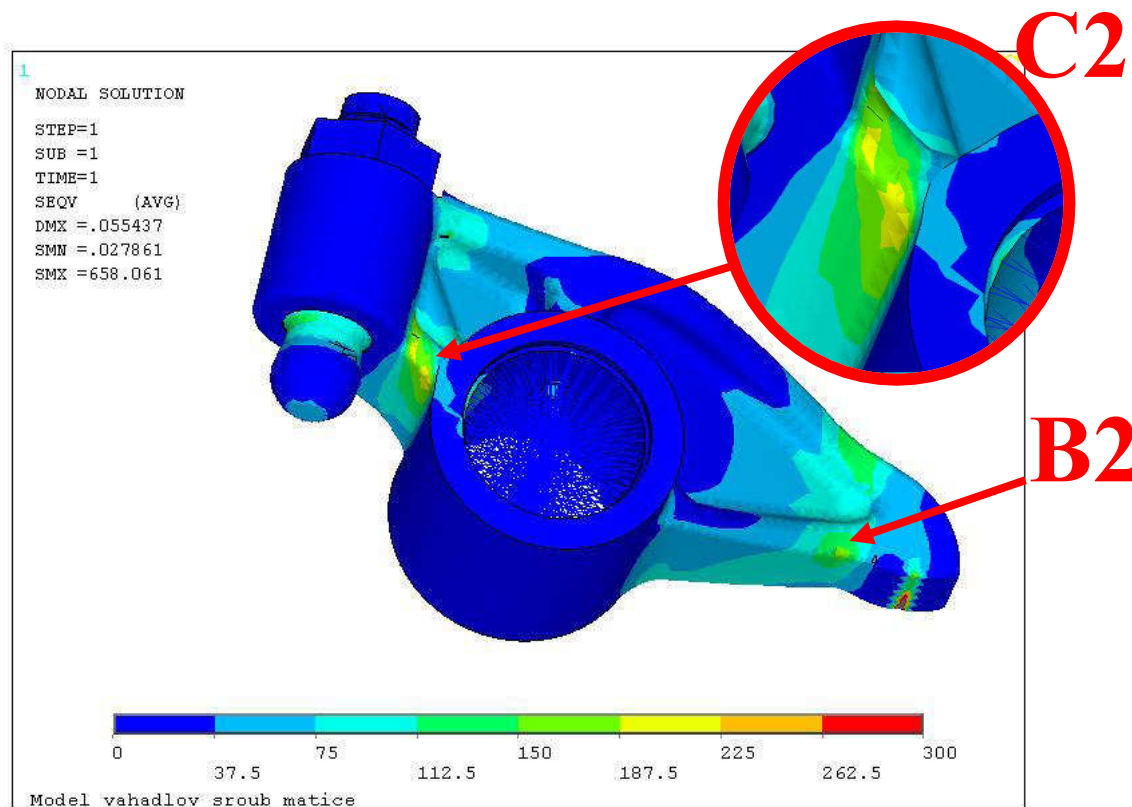


Obr.106 Zátěžný stav 1 výfukového vahadla - 3D pohled výfukového vahadla

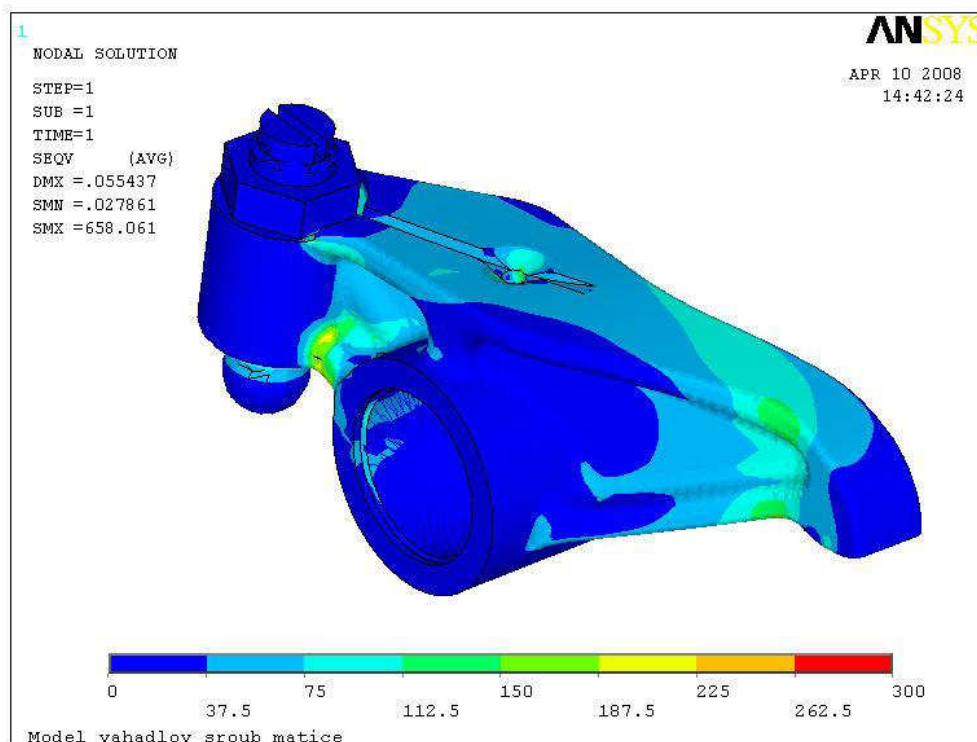
7.6.2. Zátěžný stav 2: F2max (v okamžiku otevírání výfukových ventilů)



Obr.107 Deformovaný a nedeformovaný Zátěžný stav 2 výfukového vahadla (v okamžiku otevírání výfukových ventilů)

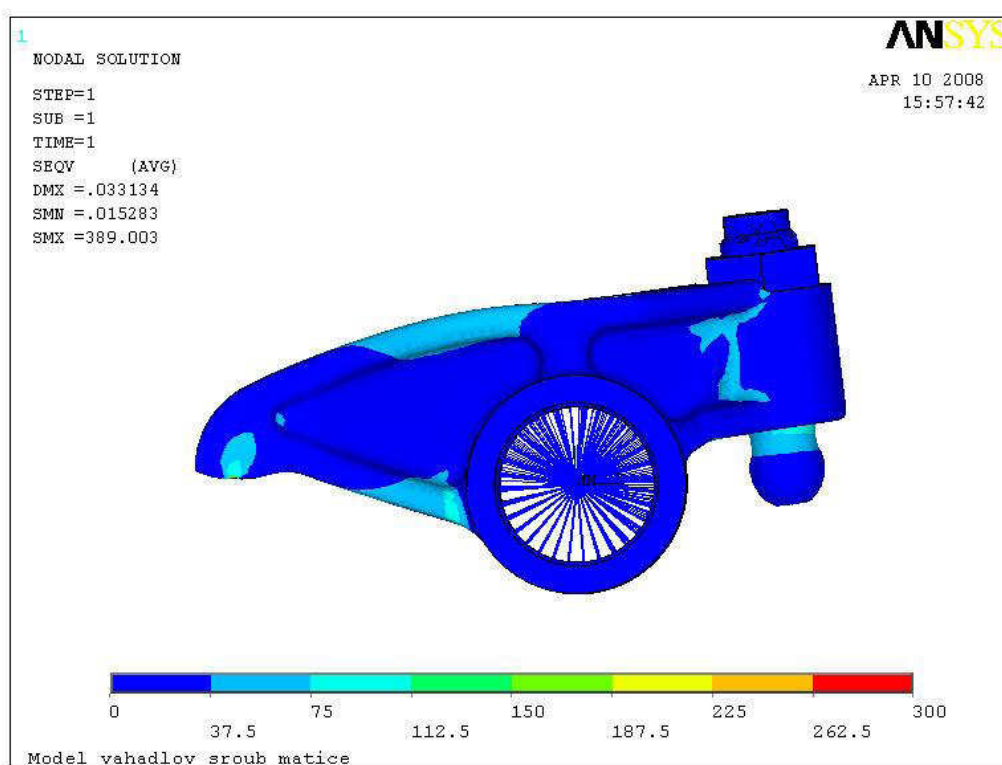


Obr.108 Zátěžný stav 2 výfukového vahadla -3D pohled

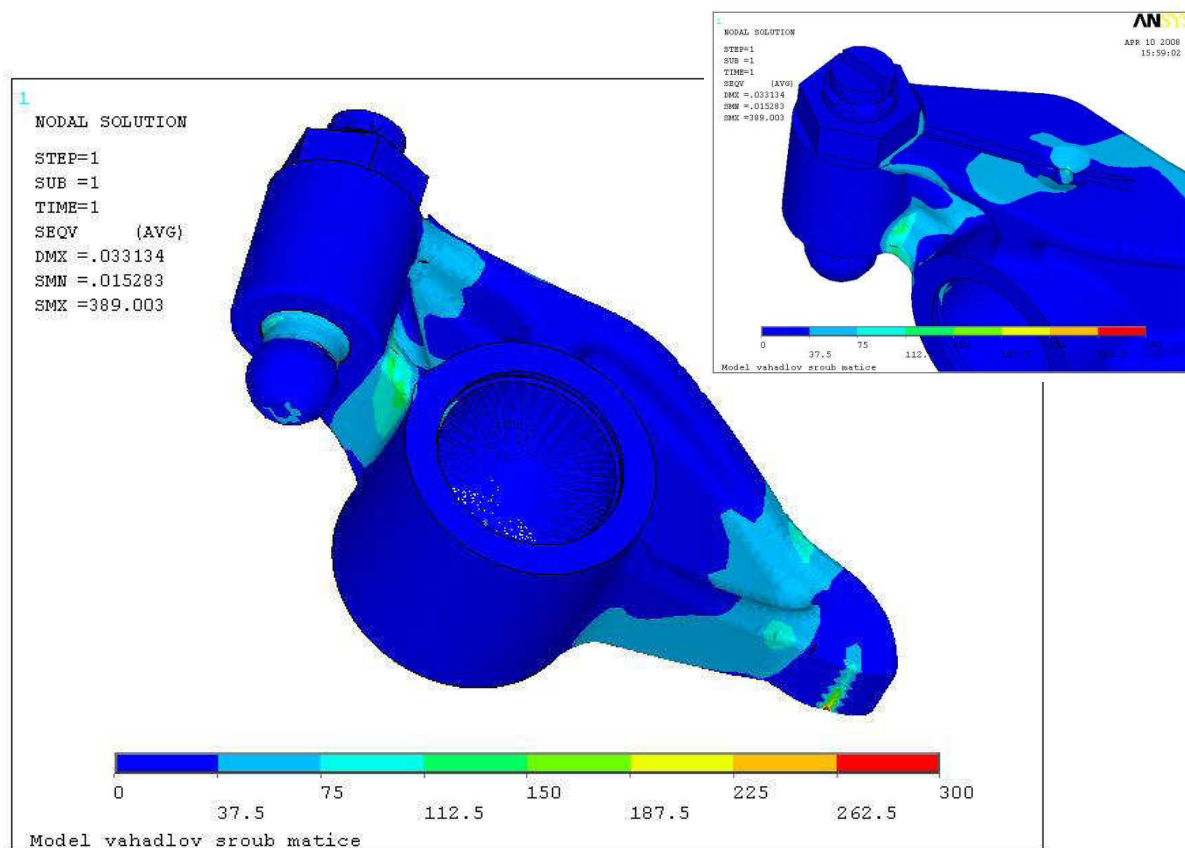


Obr.109 Zátěžný stav 2 výfukového vahadla - 3D pohled

7.6.3. Zátěžný stav 3: maximální kladné zrychlení výfukového vahadla

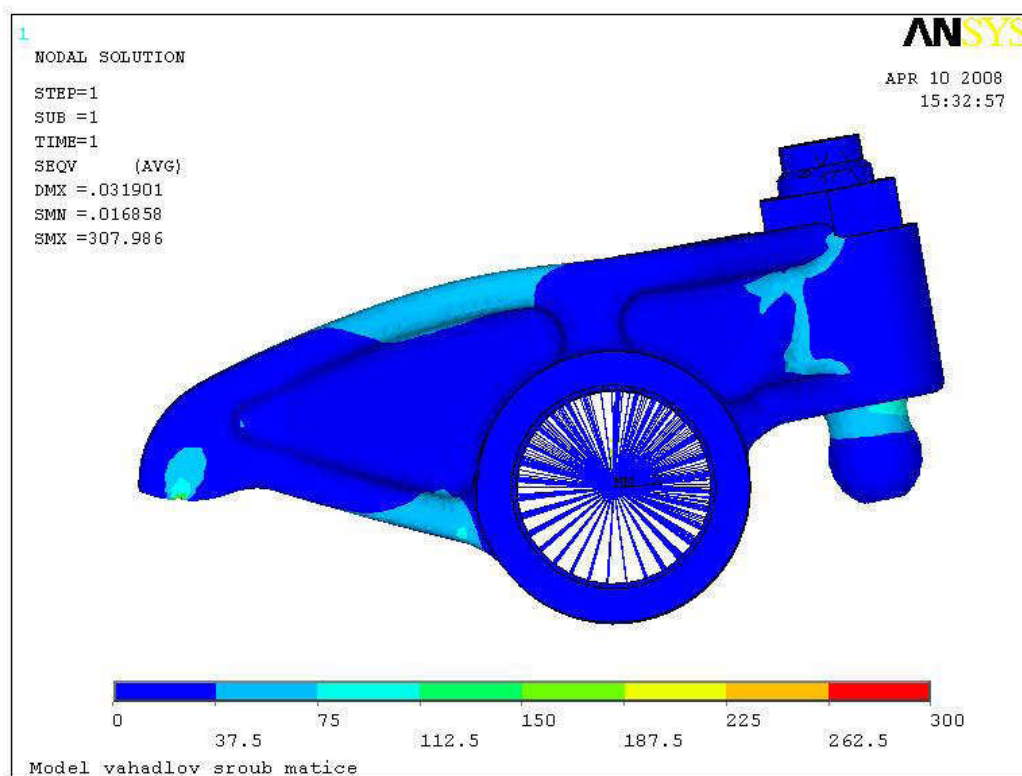


Obr.110 Zátěžný stav 3 výfukového vahadla (při maximálním kladném zrychlení)

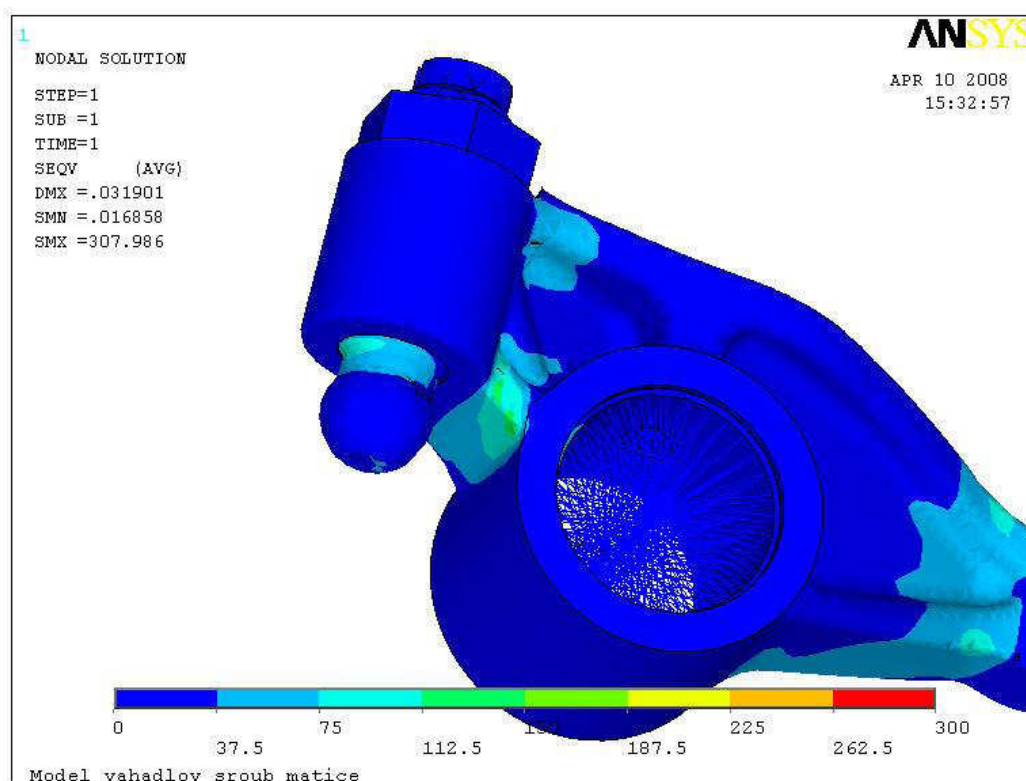


Obr.111 Zátěžný stav 3 výfukového vahadla 3D pohled
(při maximálních kladném zrychlení)

7.6.4. Zátěžný stav 4: při maximální rychlosti výfukového vahadla

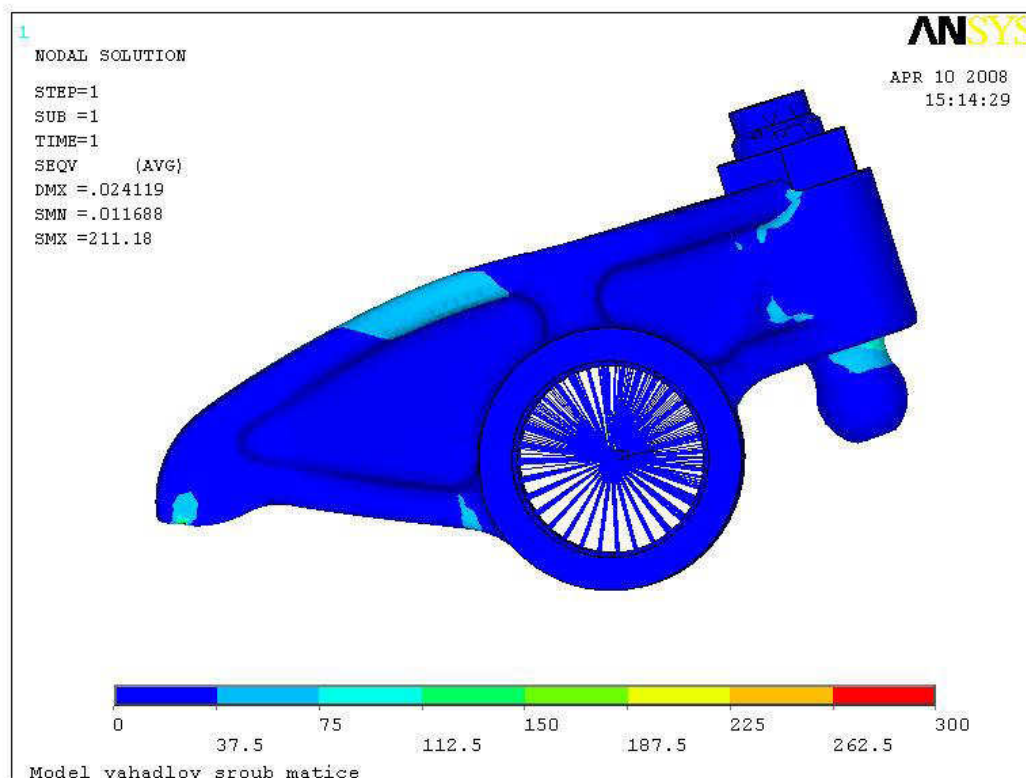


Obr.112 Zátěžný stav 4 výfukového vahadla (při maximální rychlosti vahadla)

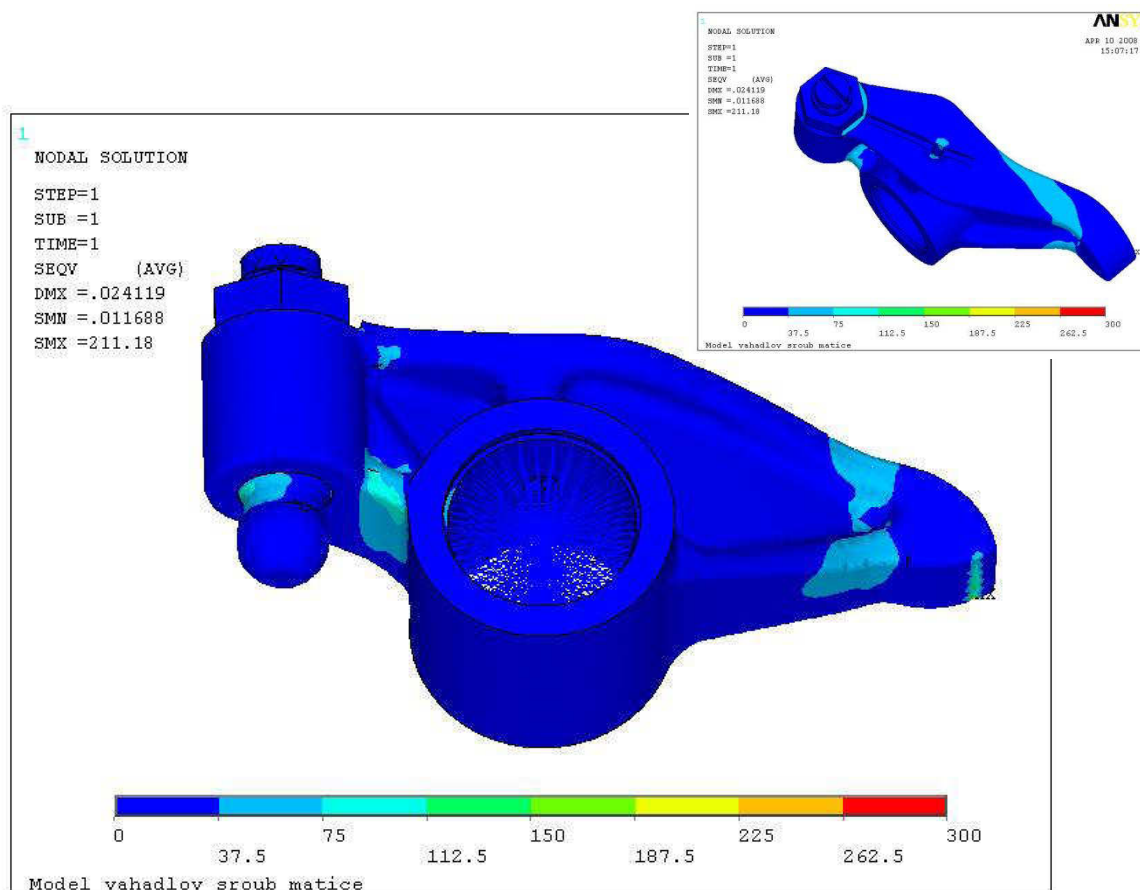


Obr.113 Zátěžný stav 4 výfukového vahadla - 3D pohled
(při maximální rychlosti vahadla)

7.6.5. Zátěžný stav 5: maximální výchylka vahadla a maximální záporné zrychlení



Obr.114 Zátěžný stav 5 výfukového vahadla (při maximální výchylce vahadla)



Obr. 115 Zátěžný stav 5 výfukového vahadla -3D pohled

7.7 Zhodnocení výsledků výpočtu napjatosti výfukového vahadla

Výfukové vahadlo bylo zatíženo silami vypočtenými programem Adams/Engine při jmenovitých otáčkách motoru $n = 2220 \text{ min}^{-1}$. Na (obr. 105) a (obr. 107) je zobrazeno deformované vahadlo s hodnotami napětí. Pro názornost jsou zobrazeny i černé obrysy vahadla a prutové náhrady šroubu v nezátěženém stavu.

V místě kontaktu vahadla s můstkem vznikla ve výpočtu napěťová špička o hodnotě 711,209 MPa (obr.2 detail A) a nelze ji brát za hodnověrnou z důvodu omezení jen ve vybraných uzlových bodech. Rovněž nelze brát jako hodnověrné hodnoty napětí v blízkosti prutových náhrad.

Za účelem zjištění napětí v místě kontaktní plochy vahadla s ventilovým můstkem je třeba provést kontaktní úlohu a to platí i pro prutové náhrady místě půlkulového zakončení šroubu vahadla se zvedací tyčkou a čepu ventilového vahadla.

Maximální namáhání výfukového vahadla nastane při zátěžném stavu 1, v okamžiku maximálního tlaku ve válci motoru 9,939 MPa. V tento okamžik bude maximální hodnota redukovaného napětí výfukového vahadla 234,26 MPa a to v místě přechodu ramena vahadla k nálitku seřizovacího šroubu čepu vahadla viz. (obr. 106 detail C1). Tento stav však nastane při nulové ventilové vůli. Tento stav lze pokládat při řešení dynamického namáhání ventilového rozvodu do jisté míry za idealizovaný, nikoliv však nerealný. Pokud je ventilová vůle nenulová, tak působící síla od tlaku plynů na vahadlo při maximálním tlaku ve válci motoru již nebude tak velká a s rostoucí ventilovou vůlí klesá. Potom nastane maximální namáhání výfukového vahadla v zátěžném stavu 2 v okamžiku otevírání výfukových ventilů, kdy je ve válci motoru ještě poměrně velký tlak 1,4948 MPa.

Zátěžný stav 2 má maximální hodnotu napětí 219,92 MPa a to ve stejném místě jako zátěžný stav 1 (v přechodu ramena vahadla k nálitku seřizovacího šroubu) viz.(obr.108 detail C2 a obr.109). Ve skutečnosti může být hodnota napětí nižší vlivem nedokonalosti výpočtového modelu. Další kritická oblast vahadla je v místě B2 na obr.108, kde je přechod ramena vahadla do válcové kontaktní plochy vahadla s můstkem, kde se uplatňuje nejen ohyb ale i krut.

V místě vytvořené mazací drážky s otvorem jsou zvýšené hodnoty napětí, ale menší než ve zmíněných oblastech.

Ve zbylých třech zátěžných stavech se již nevyskytuje tak velké napětí jako v prvních dvou. Jsou zde ale opět vidět zvýšené hodnoty napětí v oblastech přechodu ramena vahadla k čepu vahadla a k nálitku pro seřizovací šroub.

8 Závěr

V této diplomové práci je podroben výpočtům dynamického namáhání ventilový rozvod pro čtyřventilovou hlavu vznětového motoru ZETOR 1505 – 90 kW.

Výpočet je proveden jednak analytickým řešením a současně v prostředí Multi Body Systému Adams/Engine 2005.

K analytickému řešení byl použit sestavený matematický model založený na principu redukce, který je výhodný z hlediska výpočtového času a informací o základních průbězích kinematických závislostí a dynamického chování ventilového rozvodu. Je také vhodný k využití porovnání a kontrole správnosti sestaveného virtuálního 3D – dynamického modelu v Adams/Engine, jak bylo uvedeno v kapitole 5 této diplomové práce. Tento model však neumožňuje širší využití a ztrácí schopnost popsat chování reálného mechanismu.

V tomto výpočtovém modelu jsou všechna tělesa uvažována za dokonale tuhá, není uvažována změna převodového poměru vahadla, naklonění rozvodové zvedací tyčky, tření a síla od tlaků plynů či vliv ventilové vůle.

Výpočet Multi Body Systému (MBS) Adams/Engine s dokonale tuhými tělesy a nehmotnou pružinou Dual-mass bez síly od tlaku plynů je výpočtovým modelem na základní úrovni řešení. Poskytuje však v porovnání analytickým řešením výpočtu již bližší informace dynamickém namáhání ventilového rozvodu a jeho částí.

Na základě výsledků a porovnání obou variant výpočtů pro jmenovité otáčky motoru $n = 2200 \text{ min}^{-1}$ s ohledem na zanedbání uvedených parametrů ventilového rozvodu jsem vyhodnotil základní virtuální model MBS za správně sestavený. Při zhodnocení výsledků se nevyskytly žádné nežádoucí účinky v rozvodu a kontakt mezi tělesy nebyl přerušen.

Po zhodnocení výsledků základního dynamického modelu jsem se ubíral směrem zohlednění dalších dosud neuvažovaných dynamických účinků působících ve skutečném ventilovém rozvodu. Tudíž do základního výpočtového modelu MBS vstoupily úvahy působení dynamických účinků v reálném ventilovém rozvodu a to aplikací vícehmoté pružiny

Multi-mass, zavedením síly od tlaku plynů *Gas Force* a aplikací zvedací tyčky *Flexrod* z beamů (prutových prvků).

Změny průběhů sil v této diplomové práci jsou postupně popsány a zobrazeny od základního modelu ke složitějšímu výpočtovému modelu. Jelikož je účelné mít informace o tom, jak který uvažovaný prvek má jaký vliv na dynamické chování mechanismu. Z hlediska namáhání ventilového rozvodu má zásadní vliv na průběh a velikost sil síla od tlaku plynů. Multi-mass pružina poskytuje bližší informace o dynamickém chování ventilové pružiny v porovnání s pružinou Dual-mass. Aplikací zvedací tyčky *Flexrod* z beamů (prutových prvků) byla

zohledněna deformace ve ventilovém rozvodu, jelikož je nejpoddanější komponentou ventilového rozvodu OHV hned po ventilové pružině a byl zjištěn vliv její poddajnosti na kinematické závislosti mechanismu a dynamického namáhání.

Bylo zjištěno, že je více namáhána výfuková sekce ventilového rozvodu v porovnání se sací, což je způsobeno silou od tlaků plynů a načasováním ventilového mechanismu, jak plyne z principu činnosti a účelu ventilového rozvodu.

Rovněž má vliv na dynamické namáhání ventilová vůle, která byla v této diplomové práci nastavena na nulovou hodnotu.

Z výsledků analýz plyne, že ventilová pružina je poměrně hodně předimenzovaná a při jmenovitých otáčkách poskytuje poměrně velkou sílu s dostatečnou bezpečností k zajištění stálého kontaktu mezi tělesy mechanismu. Ventilový rozvod byl podroben i analýze pro otáčky motoru $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ bez síly od tlaku plynů. Při těchto otáčkách dojde k přerušení kontaktu mezi zdvihátkem a vačkou, čímž dojde ke zvětšení již zmiňovaného zdvihu ventilu a nebezpečí kontaktu ventilu s pístem. V praxi by to mělo za následek snížení výkonu, zhoršení ekonomických a ekologických parametrů motoru a v nejhorším případě poruchu motoru. Těchto otáček však v běžném provozu vznětového motoru dosaženo nebude a aplikací síly od tlaku plynů by se pásmo otáček odskočení zdvihátka od vačky posunulo ještě k vyšším otáčkám. Lze konstatovat, že se nežádoucí účinky v mechanismu neprojeví.

Z hlediska předimenzování ventilové pružiny, poskytuje ventilová pružina poměrně velký přebytek síly v sací i výfukové sekci rozvodu, čímž se samozřejmě zvýší bezpečnost, ale za cenu vyššího namáhání rozvodu a třecích ztrát, které při dosud řešených výpočtech dynamiky byly také zanedbány.

Na základě zhodnocení získaných výsledků z Adams/Engine jsem provedl výpočet napjatosti výfukového vahadla programu ANSYS 10, na které působí daleko větší síly v porovnání se sacím ventilovým vahadlem. Použil jsem výsledků z analýzy při jmenovitých otáčkách motoru s uvažováním nulové ventilové vůle, silou od tlaku plynů, tyčky Flexrod a pružiny Multi mass.

Výpočet byl proveden pro 5 zátěžných stavů, ze kterých se ukázaly jako nejhorší první dva. Při maximálním spalovacím tlaku ve válci motoru a při počátku zdvihu ventilů. Při nenulové ventilové vůli lze předpokládat za nejkritičtější zátěžný stav 2 a to proto, že v zátěžném stavu 1 v okamžiku maximálního tlaku ve válci 9,939 MPa bude síla od tlaku plynů zachycena ventilovými sedly v hlavě válců. Maximální hodnota redukováného napětí výfukového vahadla je 234,26 MPa a to v místě přechodu ramena vahadla k nálitku pro seřizovací šroub.

Z výsledku redukováného napětí vyplývá, že vahadlo není nějak výrazně předimenzované, což je výhodné vzhledem ke snížení setrvačných sil a snížení namáhání částí ventilového rozvodu.

Dalším krokem zpřesnění výpočtu ventilového vahadla by mohla být kontaktní úloha, zahrnutí šroubového spoje seřizovacího šroubu s nálitkem a nalisovaného pouzdra čepu vahadla.

Dalším možným zpřesněním výpočtového modelu OHV rozvodu by bylo nahrazení pružnými tělesy MKP pružiny, vahadla, vačkového hřídele a zahrnutí buzení od klikového hřídele.

Rovněž by bylo účelné analyzování dynamického namáhání OHV rozvodu s nastavováním rozdílných ventilových vůlí.

Jelikož je velice obtížné korektně vyhodnocovat výpočty virtuálních simulací nehledě na to, že je k tomu zapotřebí jistá zkušenost, je teprve silným nástrojem MBS v kombinaci s naměřenými hodnotami reálného ventilového rozvodu, protože tyto dva směry spolu velice souvisí.

Při vytváření modelů a samotném řešení dynamického namáhání v Adams/Engine bylo značné množství překážek, které tuto diplomovou práci velice komplikovaly.

Seznam použitých zdrojů

- [1] *Adams/Engine Valvetrain*, Tutorial @ Examples , MSC. Software 2005
- [2] *Adams/Engine Single Valvetrain Templates*, MSC. Software 2005
- [3] *CESOMOT* [online], poslední revize 10.5.2008. Dostupné z <http://cesomot.cz/doc_cz/AE-vyrobní-program-ventilových-rozvodu.pdf>
- [4] *COMP cams: A Pushrod Length & Rocker Arm Geometry. 2006* [online], poslední revize 10.12.2007. Dostupné z: <<http://www.compcams.com/information/Products/>>
- [5] *Schaeffler group* [online], poslední revize 10.5.2008. Dostupné z: <http://www.lukas.com/content.luk_as.de/en/luk_as_products/engine_aa/valve_train_systems_aa/mot3210_aa/mot3214_aa/mot3214_aa.jsp>
- [6] *Flyingshadows: Ventilové Rozvody* [online], poslední revize 19.11.2007. Dostupné z: <http://www.flyingshadows.cz/poradna/ventilove_rozvody.htm>
- [7] *HINE. Alan. World's Best Engines Rely on Steel* [online], poslední revize 10.5.2008. Dostupné z: <<http://www.autosteel.org/AM/Template.cfm?Section=PDFs&TEMPLATE=/CM/ContentDisplay.cfm&CONTENTFILEID=5395>>
- [8] *HondaClub: Systémy VTEC* [online], poslední revize 10.11.2007. Dostupné z: <<http://www.hondaclub.cz/default.aspx?a=210>>
- [9] *Hyabusa. Technik Ventilsteuerung* [online], poslední revize 5.5.2008. Dostupné z: <<http://www.hayabusa-schweiz.ch/downloads/technikventile.pdf>>
- [10] KOLEKTIV VÚNM. *Naftové motory čtyřdobé*. I. díl. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962.
- [11] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1.vyd. Praha: SNTL, 1983. 367s.
- [12] LANC, J. *Ventily Spalovacích rychloběžných motorů*. 1.vyd. Praha 1958: SNTL, DT 621.43-33
- [13] MACKERLE, Julius. *Automobily a letadla. Rozvod motoru*. SNU, Praha 1951.
- [14] MACKERLE, Julius. *Motory závodních automobilů* SNTL. 1.vyd. Praha 1980. DT 621.431.73
- [15] obrázky vystřižené z animací typu .flv z WWW stránek Youtube : *overhead camschaft (OHC), engine function1, valves 2* [online], poslední revize 12.11.2007 . Dostupné z : <<http://www.youtube.com>>
- [16] *Opel Manta CIH Engine* [online], poslední revize 8.11.2007. Dostupné z: <http://homepage.ntlworld.com/david.jackson17/eng2002_cylinder_hd.htm>

- [17] ORTMANN, Christoph, Skovbjerg, Henrik. *Powertrain Analysis Application Using ADAMS/Engine Part I: Valve Spring*, *International ADAMS User Conference 2000* [online], poslední revize 10.3.2008. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2000/MDI_Powertain_Dynamics.pdf>
- [18] PÍŠTĚK, Václav., ŠTETINA, Josef. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1.vyd. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0368-3
- [19] RAUSCHER, Jaroslav. *Ročníkový projekt: studijní opory*. VUT FSI Brno, 1996
- [20] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. UADI .Studijní opory Brno
- [21] *Release 10.0 Documentation for ANSYS*, ANSYS Inc., USA 2005
- [22] *Technical Ducati* [online], poslední revize 23.8.2007. Dostupné z: <<http://www.ducati.com/bikes/techcafe.jhtml?artID=2&detail=article&part=technical>>
- [23] *Technical Features* [online], poslední revize 11.12.2007. Dostupné z: <<http://home.ican.net/~magnet/p4/techpics.htm>>
- [24] *Volvo Club* [online], poslední revize 6.12.2007. Dostupné z: <<http://www.volvoclub.org.uk/tech/HydraulicTappets.pdf>>
- [25] *Waermelehre und Energieumwandlung* [online], poslední revize 27.4.2008. Dostupné z: <http://www.physik-am-auto.de/energie/energie_z2.htm>
- [26] ŽDÁNSKÝ, Bronislav., JAN, Zdeněk. *Automobily 3 - Motory*. 1. vyd. Brno 2000 : Avid s.r.o Brno 2000. 165 s. ISBN:Schvalovací doložka MŠMT ČR: Č.j. 16 916/2001 – 23 dne 4.5.2001 k zařazení do seznamu učebnic pro střední školy s dobou platnosti na 6 let.

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Název
a_{sv}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	zrychlení sacího ventilu v závislosti na otočení vačky
a_{svmax}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	maximální zrychlení sacího ventilu
a_{svmin}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	maximální zpomalení sacího ventilu
a_{vac}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	zrychlení vačky
a_{vv}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	zrychlení výfukového ventilu
a_{vvmax}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	maximální zrychlení výfukového ventilu
a_{vvmin}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	maximální zpomalení výfukového ventilu
a_{zdv}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	zrychlení ventilového zdvihátka
a_{zdvmx}	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	maximální zrychlení ventilového zdvihátka
$a_{zdvmín}$	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$	maximální zpomalení ventilového zdvihátka
c_p	$\left[\frac{N}{mm} \right]$	tuhost šroubové ventilové pružiny
d_d	$[mm]$	průměr drátu pružiny
D_s	$[mm]$	střední průměr závitu pružiny
D_v	$[mm]$	vnější průměr pružiny
E	$[MPa]$	modul pružnosti v tahu
F_{cvahs}	$[N]$	síla mezi sacím vahadlem a můstkem
$F_{cvahsmax}$	$[N]$	maximální síla mezi sacím vahadlem a můstkem
$F_{cvahsmin}$	$[N]$	minimální síla mezi sacím vahadlem a můstkem
F_{cvahv}	$[N]$	síla mezi výfukovým vahadlem a můstkem
$F_{cvahvmax}$	$[N]$	maximální síla mezi výfukovým vahadlem a můstkem
$F_{cvahvmin}$	$[N]$	minimální síla mezi výfukovým vahadlem a můstkem
F_{ps}	$[N]$	síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu
F_{psmax}	$[N]$	maximální síla pružiny v závislosti na zdvihu sacího ventilu
F_{pv}	$[N]$	síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu
F_{pvmax}	$[N]$	maximální síla pružiny v závislosti na zdvihu výfukového ventilu
F_{mp}	$[N]$	síla montážního předpětí

Symbol	Jednotka	Název
F_{setrvahs}	[N]	setrvačná síla působící na rameno sacího vahadla na straně ventilů
$F_{\text{setrvahsmax}}$	[N]	maximální setrvačná síla působící na rameno sacího vahadla na straně ventilů
F_{setrvahv}	[N]	setrvačná síla působící na rameno výfukového vahadla na straně ventilů
$F_{\text{setrvahvmax}}$	[N]	maximální setrvačná síla působící na rameno výfukového vahadla na straně ventilů
F_{ssp}	[N]	setrvačné síla působící v ose jednoho sacího ventilu
F_{sspmax}	[N]	maximální setrvačná síla působící v ose ventilu
F_{sspmin}	[N]	minimální setrvačná síla působící v ose ventilu
F_{ssz}	[N]	síla mezi zdvihátkem a vačkou sací sekce rozvodu
F_{sszmax}	[N]	maximální síla mezi zdvihátkem a vačkou
F_{sszmin}	[N]	minimální síla mezi zdvihátkem a vačkou
F_{svz}	[N]	síla mezi zdvihátkem a vačkou výfukové sekce rozvodu
F_{svzmax}	[N]	maximální síla mezi zdvihátkem a vačkou
F_{svzmin}	[N]	minimální síla mezi zdvihátkem a vačkou
G_p	[MPa]	modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku
h_{zdv}	[mm]	zdvih zdvihátka
h_{zdvmx}	[mm]	maximální zdvih zdvihátka
h_{sv}	[mm]	zdvih sacího ventilu v závislosti na otočení vačky
h_{svmax}	[mm]	maximální zdvih sacího ventilu
h_{vvmax}	[mm]	maximální zdvih výfukového ventilu
i	[-]	výpočtový index
i_p	[-]	převodový poměr vahadla
I_{vahs}	[kg. mm ²]	moment setrvačnosti sestavy sacího vahadla vzhledem k ose čepu vahadla
I_{vahv}	[kg. mm ²]	moment setrvačnosti sestavy výfukového vahadla vzhledem k ose čepu vahadla

Symbol	Jednotka	Název
k_s	[-]	korekční součinitel napětí na vliv zakřivení drátu pružiny
L_p	[mm]	délka volné pružiny
l_p	[mm]	délka zamontované pružiny
m	[-]	poměr středního průměru pružiny a průměru drátu pružiny
m_i	[kg]	hmotnost misky pružiny ventilu
m_k	[kg]	hmotnost dvoudílné kuželové vložky
M_k	[N m]	krouticí moment v pružině
m_l	[kg]	hmotnost šroubu můstku
m_m	[kg]	hmotnost ventilového můstku
m_{mm}	[kg]	hmotnost matice můstku
m_p	[kg]	hmotnost ventilové pružiny
m_{s0}	[kg]	hmotnost součástí na straně zdvihátka
m_{s1}	[kg]	hmotnost součástí na straně ventilu
$m_{setrvahs}$	[kg]	hmotnosti pohybujících se součástí sací sekce rozvodu
$m_{setrvahv}$	[kg]	hmotnosti pohybujících se součástí výfukové sekce rozvodu
m_{sv}	[kg]	hmotnost sacího ventilu
m_t	[kg]	hmotnost zvedací tyčky
m_{vsred}	[kg]	redukovaná hmotnost do osy ventilu
m_{zdv}	[kg]	hmotnost ventilového zdvihátka
m_{zsred}	[kg]	redukovaná hmotnost do osy zdvihátka
n_m	[$\frac{1}{min}$]	jmenovité otáčky motoru
n_{vac}	[$\frac{1}{min}$]	jmenovité otáčky vačkového hřídele
r_{1s}	[mm]	rameno sacího vahadla na straně zvedací tyčky
r_{2s}	[mm]	rameno sacího vahadla na straně ventilu
r_{1v}	[mm]	rameno výfukového vahadla na straně zvedací tyčky
r_{2v}	[mm]	rameno výfukového vahadla na straně ventilu
t	[s]	čas
v_{sv}	[$\frac{m}{s}$]	rychlost sacího ventilu v závislosti na otočení vačky

Symbol	Jednotka	Název
v_{svmax}	$\left[\frac{m}{s} \right]$	maximální rychlost sacího ventilu
v_{vv}	$\left[\frac{m}{s} \right]$	rychlost výfukového ventilu v závislosti na otočení vačky
v_{vvmax}	$\left[\frac{m}{s} \right]$	maximální rychlost výfukového ventilu
v_{zdv}	$\left[\frac{m}{s} \right]$	rychlost zdvihátka v závislosti na otočení vačky
v_{zdvmax}	$\left[\frac{m}{s} \right]$	maximální rychlost zdvihátka
W_k	$[m^3]$	modul průřezu drátu pružiny
z	$[mm]$	zdvih vačky
z_c	$[-]$	celkový počet závitů pružiny
z_p	$[-]$	počet činných závitů pružiny
α_{vac}	$[deg]$	úhel natočení vačky
Δh_{zdv}	$[mm]$	změna zdvihu zdvihátka
Δv_{zdv}	$\left[\frac{m}{s} \right]$	změna rychlosti zdvihátka
τ	$[MPa]$	výsledné smykové napětí ventilové pružiny
τ_{max}	$[MPa]$	maximální výsledné smykové napětí ventilové pružiny
τ_{min}	$[MPa]$	minimální výsledné smykové napětí ventilové pružiny
τ_0	$[MPa]$	smykové napětí ventilové pružiny
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	hustota materiálu ventilové pružiny
ω_{vahs}	$\left[\frac{1}{s} \right]$	úhlová rychlost sacího vahadla
ω_{vahv}	$\left[\frac{1}{s} \right]$	úhlová rychlost výfukového vahadla
μ	$[-]$	Poissonovo číslo

CAD - Computer Aided Design

HMH - podmínka plasticity vůči meznímu stavu pružnosti (Von - Mises)

MBS - Multi Body System

MKP - metoda konečných prvků

FEM - Finite Element Method

TDC - Top Dead Centre

Seznam příloh

Příloha č. 1

- DVD:
 - diplomová práce ve formátu.pdf
 - zdvih vačky
 - databáze Adams/Engine private.cdb