



KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA ROZVODŮ HLAVY MOTORU MOTOCYKLU

Diplomová práce

Studijní program:

Studijní obor:

Autor práce:

Vedoucí práce:

N2301 Strojní inženýrství

Konstrukce strojů a zařízení

Bc. Tomáš Pacholík

Ing. Václav Rychtář, Ph.D.

Škoda auto





Zadání diplomové práce

KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA ROZVODŮ HLAVY MOTORU MOTOCYKLU

Jméno a příjmení: **Bc. Tomáš Pacholík**
Osobní číslo: S19000251
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: **2020/2021**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši v současnosti používaných provedení ventilových rozvodů u závodních motocyklů, naznačte vývojové trendy.
2. Pro zadaný spalovací motor vypracujete konstrukční úpravu ventilového rozvodu na typ DOHC s použitím vahadla (3D CAD model pomocí sw ProE). Při návrhu zachovejte maximálně možný počet shodných dílů původního provedení ventilového rozvodu (DOHC - ventily ovládané přímo hrníčkovými zdvihátky).
3. Proveďte simulační výpočet kinematiky a dynamiky navrženého konstrukčního provedení. Výsledky zhodnoťte, navrhněte případné úpravy.
4. Vytvořte výkresovou dokumentaci pro výrobu prototypu hlavy motoru.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a Laboratoři pohonných jednotek.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

Výkresová dokumentace
cca 50 stran textu
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

1. Bartoníček, Ladislav. Konstrukce pístových spalovacích motorů. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1992. ISBN 80-7083-094-8.
2. VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
3. VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů 1, 2. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
4. BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. Internal Combustion Engine Handbook – Basic, Components, Systems, and Perspectives. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
5. SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC. Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
6. MELICHERÍK, Jakub. Rekonstrukce rozvodového mechanismu plynového motoru TEDOM. Liberec, 2009. Diplomová práce, TUL.
7. PAVLŮ, Tomáš. Návrh jednoválcového čtyřdobého zážehového motoru o objemu 250 cm³ pro sportovní motocykl. Liberec, 2018. Diplomová práce, TUL.
8. Manuály sw Ricardo Valdyn.
9. běžně dostupné materiály – odborné časopisy, databáze patentů, internet.

Vedoucí práce:

Ing. Václav Rychtář, Ph.D.
Škoda auto

Datum zadání práce:

15. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

15. května 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2020

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

18. dubna 2022

Bc. Tomáš Pacholík

Poděkování

Mé poděkování patří panu Ing. Václavu Rychtáři, Ph.D. vedoucímu mé práce za cenné rady a za jeho ochotu při psaní mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval své rodině za podporu nejen při psaní této práce, ale taky i během celé doby studia.

Anotace

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukční úpravy ventilového rozvodu na typ DOHC s použitím vahadla. Konstrukční návrh vychází z prototypu jednoválcového vzduchem chlazeného čtyřdobého závodního motoru s rozvodem DOHC s použitím hrníčkových zdvihátek. Rešeršní část je věnována ventilovým rozvodům používaných u závodních motocyklů a popisu vybraných součástí. Dále práce obsahuje simulaci kinematiky a dynamiky původního a nového konstrukčního řešení rozvodového mechanismu. Simulace byla provedena pomocí programu Valdyn. Práce také obsahuje výkresovou dokumentaci hlavy válce a vybraných součástí.

Klíčová slova

ventilový rozvod, DOHC, závodní motocykl, simulace, software Valdyn

Annotation

The aim of this diploma thesis is to design the valve train DOHC used finger follower. The design is based on the prototype single cylinder air-cooled four-stroke racing engine with valve train DOHC using tappets. The research part is contain the valve train used in racing motorcycles and description of certain components. The diploma thesis contains a simulation of the kinematics and dynamics of the original and new valve train design. Software Valdyn was used for simulation. Product documentation is included.

Keywords

valve train, DOHC, racing motorcycle, simulation, software Valdyn

Obsah

1	Úvod.....	15
1.1	Představení diplomové práce	15
1.2	Cíle diplomové práce	16
2	Rozvodový mechanismus motoru	17
2.1	Druhy ventilového rozvodu čtyřdobého motoru	17
2.1.1	SV (Side Valve)	18
2.1.2	OHV (Over Head Valve).....	18
2.1.3	OHC (Over Head Camshaft).....	19
2.1.4	DOHC (Double Over Head Camshaft)	20
2.1.5	Desmodromický rozvod	21
2.2	Součásti ventilového rozvodu čtyřdobého motoru.....	21
2.2.1	Ventily	22
2.2.2	Ventilové sedlo.....	25
2.2.3	Vinuté ventilové pružiny	26
2.2.4	Pneumatické pružiny	27
2.2.5	Hrníčkové zdvihátko a vahadlo.....	29
2.2.6	Vačkový hřídel	30
2.3	Pohon vačkového hřídele	30
2.4	Příklady konkrétních motocyklů	30
2.4.1	Ducati Multirada V4 S Sport	30
2.4.2	Kawasaki Ninja ZX-10RR 2019	31
2.4.3	Suzuki GSX-R1000 2017.....	31
2.4.4	Yamaha YZF-R1	32
2.4.5	BMW S 1000 RR	32
3	Vývojové trendy.....	33
3.1	Mechanicko-hydraulické ovládání ventilů	33
3.2	Elektro-hydraulické ovládání ventilů	34

3.3	Elektromagnetické ovládání ventilů.....	35
4	Konstrukční návrh rozvodu hlavy válce.....	35
4.1	Tvorba 3D modelu	37
4.2	Popis konstrukce hlavy válce	39
4.3	Popis vahadla	41
5	Simulační výpočet rozvodu.....	43
5.1	Ověření funkčnosti výpočtu simulace	44
5.1.1	Analytický výpočet	44
5.1.2	Simulační výpočet Valdyn	48
5.1.3	Porovnání výsledků.....	49
5.2	Simulace kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem	50
5.2.1	Definice jednotlivých elementů.....	50
5.2.2	Vybrání vykreslovaných grafů.....	54
5.2.3	Nastavení simulace.....	55
5.2.4	Výsledky.....	55
5.3	Simulace dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem	59
5.3.1	Definice jednotlivých elementů.....	59
5.3.2	Nastavení simulace.....	63
5.3.3	Výsledky.....	64
5.4	Simulace kinematiky rozvodu DOHC s vahadlem.....	68
5.4.1	Definice jednotlivých elementů.....	69
5.4.2	Nastavení simulace.....	71
5.4.3	Výsledky.....	72
5.5	Simulace dynamiky rozvodu DOHC s vahadlem.....	75
5.5.1	Definice jednotlivých elementů.....	75
5.5.2	Výsledky.....	78
5.6	Zhodnocení výsledků	82
5.6.1	Simulace kinematiky	82
5.6.2	Simulace dynamiky	84

5.7	Navržené úpravy	87
6	Závěr	88
7	Seznam příloh.....	90
8	Literatura	91

Seznam zkratk

DLC	Diamond Like Carbon
DOHC	Double Over Head Camshaft
EVA	Electormagnetic Valve Actuator
F1	Formule 1
KH	klikový hřídel
OHC	Over Head Camshaft
OHV	Over Head Valve
SOHC	Simple Over Head Camshaft
SV	Side Valve
VH	vačkový hřídel
VVA	Variable Valve Actuation
VVT	Variable Valve Timing

Seznam obrázků

Obr. 2.1: Moderní zážehový dvoudobý motor [2].....	17
Obr. 2.2: Rozvod SV [25]	18
Obr. 2.3: Rozvod OHV [26].....	19
Obr. 2.4: Rozvod SOHC [27].....	20
Obr. 2.5: Rozvod DOHC s hrníčkovým zdvihátkem [28].....	20
Obr. 2.6: Desmodromický rozvod Ducati Desmosedici RR [31].....	21
Obr. 2.7: Ventil a součásti ventilu [1]	21
Obr. 2.8: Hlavní části ventilu [2].....	22
Obr. 2.9: Bimetalový ventil [4]	23
Obr. 2.10: Průběh teplot na výfukovém ventilu [37]	23
Obr. 2.11: Duté ventily [4].....	24
Obr. 2.12: Ti ventily Suzuki GSX-R1000, zleva: sací ventil, výfukový ventil [29]	25
Obr. 2.13: Nalisované ventilové sedlo [6].....	26
Obr. 2.14: Tvary a průřezy drátu ventilových pružin [4]	26
Obr. 2.15: Namáhání pružiny [4]	27
Obr. 2.16: Schéma pneumatického uzavírání ventilů [6].....	28
Obr. 2.17: Rozvod DOHC s vahadlem a pneumatickou pružinou [30].....	29
Obr. 2.18: Motor V4 Granturismo [35].....	31
Obr. 2.19: Motor Kawasakii Ninja ZX-10RR 2019 [32]	31
Obr. 2.20: Rozvodový mechanismus Suzuki GSX-R1000 [34].....	32
Obr. 2.21: Nový tvar vahadla Yamaha YZF-R1 [36].....	32
Obr. 2.22: Řez motorem BMW S 1000 RR [33].....	33
Obr. 3.1: Schéma systému VVA [6].....	34
Obr. 3.2: Schéma elektro-hydraulického systému ovládání ventilů [6]	34
Obr. 3.3: Schéma systému EVA [6].....	35
Obr. 4.1: Porovnání sestav celého motoru 1	36
Obr. 4.2: Porovnání sestav celého motoru 2	36
Obr. 4.3: Rozvod motoru.....	38
Obr. 4.4: Přívod oleje	39
Obr. 4.5: Řez přívodním mazacím kanálkem.....	39
Obr. 4.6: Mazací kanálky vahadel.....	40
Obr. 4.7: Řez středem hlavy	41
Obr. 4.8: Porovnání původní a nové hlavy válce	41
Obr. 4.9: Základní tvar vahadla.....	42
Obr. 4.10: Vahadlo	42

Obr. 4.11: Vahadla v sestavě hlavy válce	43
Obr. 5.1: Zdvihová závislost ventilu	43
Obr. 5.2: Jednoduchý model	44
Obr. 5.3: Schéma dynamického modelu s 1° volnosti	45
Obr. 5.4: Časový průběh výchylky v závislosti na velikosti poměrného útlumu [37] ...	46
Obr. 5.5: Časový průběh výchylky.....	48
Obr. 5.6: Definice simulačního schématu	48
Obr. 5.7: Časový průběh výchylky - valdyn	49
Obr. 5.8: Vlastní frekvence - Valdyn	49
Obr. 5.9: Simulační schéma výpočtu kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem	50
Obr. 5.10: Definice převodového poměru mezi VH a KH.....	51
Obr. 5.11: Definice vačky s hrníčkovým zdvihátkem.....	51
Obr. 5.12: Definice zdvihu sacího ventilu.....	52
Obr. 5.13: Definice ventilové vůle Obr. 5.14: Definice ventilového sedla	52
Obr. 5.15: Definice ventilu.....	53
Obr. 5.16: Definice vnější ventilové pružiny	54
Obr. 5.17: Definice vnitřní ventilové pružiny	54
Obr. 5.18: Vykreslení grafu zdvihu ventilu.....	55
Obr. 5.19: Nastavení simulace kinematiky	55
Obr. 5.20: Simulační schéma výpočtu dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem	59
Obr. 5.21: Definice vačky	60
Obr. 5.23: Definice kontaktu vačky a zdvihátka	60
Obr. 5.24: Definice ventilového sedla.....	60
Obr. 5.22: Definice tuhosti dřívku ventilu	60
Obr. 5.25: Definice hrníčkového zdvihátka	61
Obr. 5.26: Definice hmotových charakteristik zdvihátka.....	62
Obr. 5.27: Definice ventilu.....	62
Obr. 5.28: Definice ventilových pružin.....	63
Obr. 5.29: Nastavení simulace dynamiky	63
Obr. 5.30: Simulační schéma výpočtu rozvodu DOHC s vahadlem	68
Obr. 5.31: definice uložení vačky a vahadla	69
Obr. 5.32: Definice vačky s vahadlem_general	70
Obr. 5.33: Okótované rozměry vahadla [11].....	70
Obr. 5.34: Definice vačky s vahadlem_cam.....	71
Obr. 5.35: Definice vačky s vahadlem_follower.....	71

Obr. 5.36: Simulační schéma výpočtu dynamiky rozvodu DOHC s vahadlem	75
Obr. 5.37: Definice vahadla a vačky_1	75
Obr. 5.38: Definice vačky	76
Obr. 5.39: Okótované rozměry vahadla [11].....	76
Obr. 5.40: Definice vahadla	77
Obr. 5.41: Definice kontaktu vahadla a vačky	77
Obr. 5.42 Definice hmotnosti a momentu setrvačnosti vahadla.....	78

Seznam grafů

Graf 1: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	56
Graf 2: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	56
Graf 3: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	57
Graf 4: Síla působící na vnější pružinu pro 12000 ot.min ⁻¹	57
Graf 5: Síla působící na vnitřní pružinu pro 12000 ot.min ⁻¹	57
Graf 6: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min ⁻¹	58
Graf 7: Kontaktní síla mezi vačkou a zdvihátkem pro 12000 ot.min ⁻¹	58
Graf 8: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	64
Graf 9: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	65
Graf 10: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	65
Graf 11: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min ⁻¹	66
Graf 12: Síla mezi vačkou a zdvihátkem pro 12000 ot.min ⁻¹	66
Graf 13: Rychlost dosedání ventilu do sedla.....	67
Graf 14: Odskok ventilu ze sedla	67
Graf 15: Velikost třecích ztrát	68
Graf 16: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	72
Graf 17: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	72
Graf 18: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	73
Graf 19: Síla působící na vnější pružinu pro 12000 ot.min ⁻¹	73
Graf 20: Síla působící na vnitřní pružinu pro 12000 ot.min ⁻¹	73
Graf 21: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min ⁻¹	74
Graf 22: Kontaktní síla mezi vačkou a vahadlem pro 12000 ot.min ⁻¹	74
Graf 23: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	78
Graf 24: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	79
Graf 25: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	79
Graf 26: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min ⁻¹	80
Graf 27: Kontaktní síla mezi vačkou a vahadlem pro 12000 ot.min ⁻¹	80

Graf 28: Rychlost dosedání ventilu do sedla.....	81
Graf 29: Odskoku ventilu ze sedla	81
Graf 30: Velikost třecích ztrát	82
Graf 31: Porovnání zdvihu ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	82
Graf 32: Porovnání rychlosti ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	83
Graf 33: Porovnání zrychlení ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	83
Graf 34: Porovnání kontaktní síly pro 12000 ot.min ⁻¹	83
Graf 35: Porovnání zdvihu ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	84
Graf 36: Porovnání rychlosti ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	84
Graf 37: Porovnání zrychlení ventilu pro 12000 ot.min ⁻¹	85
Graf 38: Porovnání síly působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min ⁻¹	85
Graf 39: Porovnání kontaktní síly pro 12000 ot.min ⁻¹	85
Graf 40: Porovnání rychlostí dosednutí ventilu do sedla	86
Graf 41: Porovnání velikosti odskoku ventilu ze sedla	86
Graf 42: Porovnání velikosti třecích ztrát	87

Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní parametry motoru.....	36
Tabulka 2: Nová ozubená kola.....	38
Tabulka 3: Porovnání odlečeného a neodlehčeného vahadla	42
Tabulka 4: Vstupní hodnoty pro kontrolní výpočet	44
Tabulka 5: Řešení pohybové rovnice	47
Tabulka 6: Parametry vnější a vnitřní pružiny	53

1 Úvod

Předchůdce dnešních motocyklů si roku 1869 nechal ve Francii patentovat vynálezce Luois-Guillaume Perreaux. Jednalo se o jízdní kolo osazené parním motorem. Vznikl jediný exemplář a dosahoval maximální rychlosti $14 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Za první motocykl je ale považován motocykl, který vyrobil Gottlieb Daimler. Stalo se tak v roce 1885. Spalovací motor byl usazen do dřevěného rámu a motocykl byl opatřen pomocnými kolečky.

1.1 Představení diplomové práce

Úkolem této diplomové práce je navrhnout konstrukční řešení rozvodu prototypového čtyřdobého spalovacího motoru určeného pro pohon plochodrážního motocyklu. Původní provedení ventilového rozvodu je DOHC (Double Over Head Camshaft) s hříčkovým zdvihátkem. Nové řešení má zachovat původní typ rozvodu DOHC jen s tím rozdílem, že hříčkové zdvihátko bude nahrazeno vahadlem. Tento systém v současné době používá řada výrobců závodních motocyklů u svých strojů. Tato konstrukční změna rozvodu by měla vést ke zlepšením parametrů motoru.

První část práce je věnována obecně rozvodům, jejich definici, druhům a jejich základním součástem. Pokračuje přehledem určitých motocyklů, které využívají stejný typ rozvodu jako tato diplomová práce. Zakončena je nástinem dalšího možného vývoje rozvodů. Následuje popis 3D modelu hlavy válce. Ten je navržen v programu Creo Parametric 4.0 tak, aby byla zachována kompatibilita s původním motorem. Nakonec je původní a nový rozvod podroben simulaci kinematiky a dynamiky v programu Valdyn.

1.2 Cíle diplomové práce

Na začátku každé práce je potřeba si vytyčit cíle, kterých má být dosaženo. Cíle této diplomové práce lze definovat do následujících bodů:

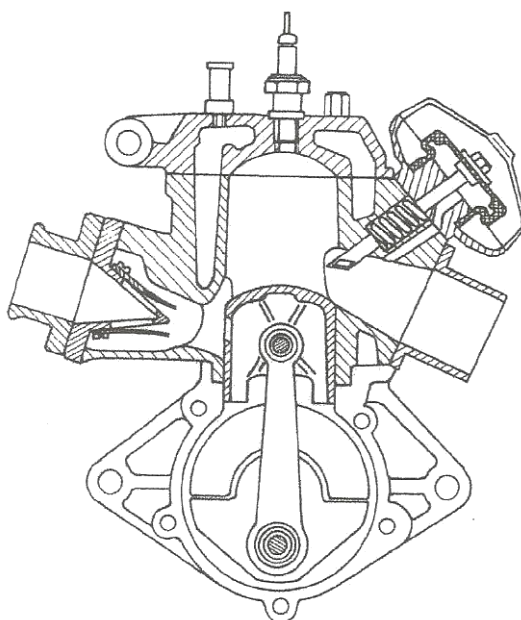
- 1) Rešeršní část věnující se ventilovým rozvodům používaných u závodních motocyklů a vývojovým trendům.
- 2) Vytvoření konstrukčního návrhu hlavy válců s rozvodem DOHC s použitím vahadla.
- 3) Simulační výpočet kinematiky a dynamiky rozvodu.
- 4) Zhodnocení výsledků a navržení případných úprav.
- 5) Tvorba výkresové dokumentace pro výrobu prototypu.

2 Rozvodový mechanismus motoru

Tento mechanismus zajišťuje výměnu plynů ve válci a má také významný vliv na výkonné parametry motoru. Cílem je dostat do spalovacího prostoru co největší množství vzduchu nebo palivové směsi, kterou tvoří vzduch a rozprášené palivo. Dále je třeba, aby se směs co nejlépe promísila. Po zažehnutí směsi musí být dokonale a co nejrychleji odvedeny nespálené zbytky paliva a zplodiny ze spalovacího prostoru.

Za dobu používání spalovacích motorů vznikla řada konstrukčních návrhů, ať už jde o návrhy mechanické, tj. ventilové, šoupátkové, kanálové, ventily se samočinným nebo vázaným pohybem, dále návrhy hydraulické, pneumatické či elektrické [2].

Rozlišujeme dva základní druhy motorů. Z konstrukčního hlediska je jednodušší dvoudobý motor. U tohoto motoru je rozvod realizován pomocí pístu, který při svém pohybu ve válci odkrývá a překrývá jednotlivé kanály umístěné ve stěně válce, obr. 2.1.



Obr. 2.1: Moderní zážehový dvoudobý motor [2]

Druhým typem je čtyřdobý spalovací motor. Zde je výměna náplně válce realizována pomocí ventilů, které jsou umístěny buď v hlavě válců nebo v bloku motoru. Rozvod se sestává z již zmíněných ventilů, vačkového hřídele jakožto řídicího prvku a dalších komponent, které se podle jednotlivých druhů ventilových rozvodů liší.

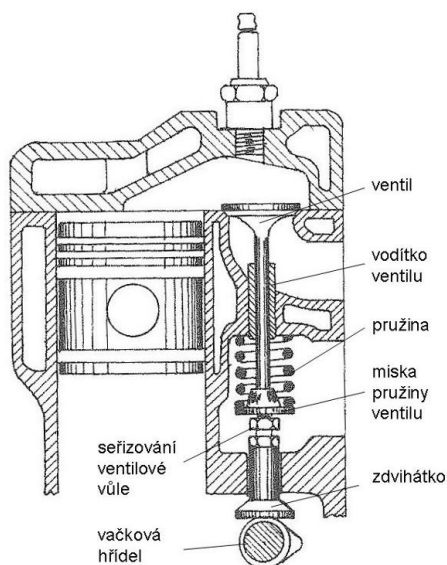
2.1 Druhy ventilového rozvodu čtyřdobého motoru

Ventilový rozvod čtyřdobého spalovacího motoru slouží k ovládní ventilů. Požadavky, které musí rozvod splňovat, jsou velká tuhost a malá hmotnost. Dále pak za zmínku stojí například malá výkonná náročnost pro pohon rozvodového mechanismu, životnost, nízká hlučnost a další. Uspokojit všechny tyto různorodé požadavky není vždy možné. Proto je výsledné řešení kompromisem.

Rozvodový mechanismus se skládá z určitých součástí, které jsou různě sestaveny a uloženy v bloku motoru nebo v hlavě válců. Hlavní součásti ventilového rozvodu jsou ventily, ventilové pružiny, zdvihátka ventilů a rozvodové tyčky, vahadla ventilů a vačkové hřídele. Rozlišujeme následující ventilové rozvody. První dva typy rozvodů SV (Side Valve) a OHV (Over Head Valve) jsou zde uvedeny pouze z historického hlediska. V současnosti se u závodních motocyklů nepoužívají, dominují u nich rozvody OHC (Over Head Camshaft), resp. DOHC a v případě výrobce Ducati i desmodromický rozvod.

2.1.1 SV (Side Valve)

U tohoto typu rozvodu se ventily nachází po straně válce. Jejich otevírání a zavírání je řešeno přes zdvihátko od vačkového hřídele umístěného v bloku motoru. Seřízení ventilové vůle se provádí pomocí šroubu, který je součástí zdvihátka. Rozvod SV je konstrukčně jednoduchý, obsahuje malý počet součástí a s tím je spojená i malá stavební výška. Spalovací prostor je řešen mimo válec, což je nevýhodou tohoto rozvodu. Důvodem toho není možné dosáhnout vysokého kompresního poměru. V současnosti se tento druh rozvodu používá minimálně, ale můžeme se s ním setkat například v zahradní technice. [2]



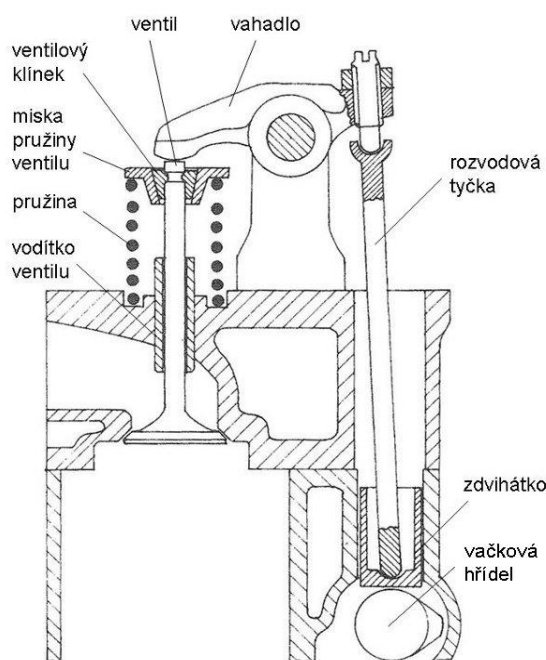
Obr. 2.2: Rozvod SV [25]

2.1.2 OHV (Over Head Valve)

Rozvod OHV má ventily umístěny v hlavě válce, vačkový hřídel je uložen v bloku motoru, jako v případě rozvodu SV. Dalším společným znakem s předchozím rozvodem je jeho poměrně jednoduchá konstrukce. Díky umístění ventilů je možné vytvořit kompaktní spalovací prostor. Ovládání ventilů je uskutečněno od vačkového hřídele přes zdvihátko a rozvodovou tyčku, která vede z bloku motoru až do hlavy válce na vahadlo, které ovládá ventily. Seřízení ventilové vůle je prováděno šroubem umístěným na vahadle, z pravidla na straně tyčky.

Výhodou je možnost konstrukce vhodného tvaru spalovacího prostoru s větším množstvím ventilů. Umístění vačkového hřídele v bloku motoru umožňuje lehkou demontáž hlavy válců při generální opravě. Odporů při proudění směsi nebo spalin snižují výrazně napřímené sací a výfukové kanály.

Nevýhodou je větší vzdálenost mezi vačkovým hřídelem a ventily. Tato skutečnost vede ke zvýšení počtu součástí rozvodu, v důsledku čehož dochází ke zvyšování hmotnosti, setrvačných sil, možnosti kmitání a snížení tuhosti rozvodu. Nad maximálními otáčkami dochází k odskakování zdvihátek z důvodu velkých setrvačných sil a může dojít ke kontaktu dna pístu s ventilem a tím k poškození motoru. Tyto otáčky se v závislosti na použití motoru liší. [2]



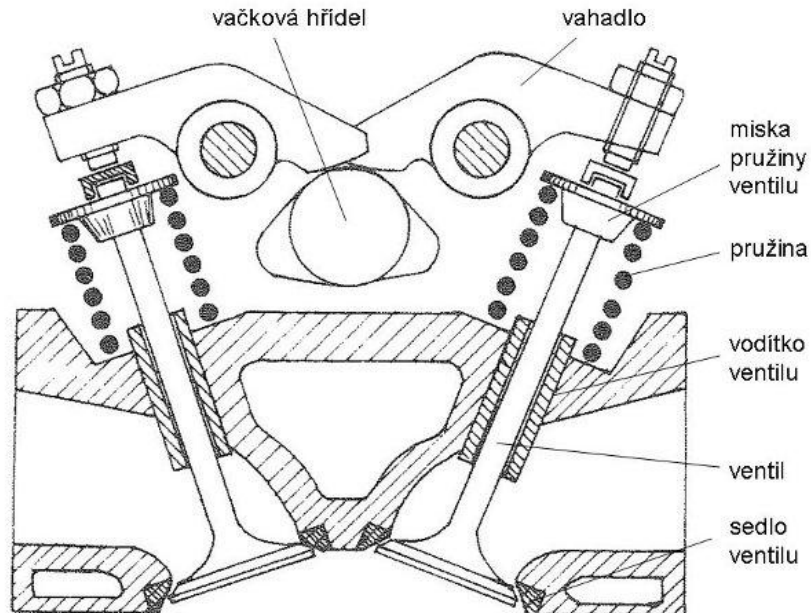
Obr. 2.3: Rozvod OHV [26]

2.1.3 OHC (Over Head Camshaft)

S tímto druhem rozvodu se můžeme setkat také u více ventilových rozvodů pod zkratkou SOHC (single OHC), aby bylo zřejmé použití jednoho vačkového hřídele pro jednu řadu válců. Z toho plyne, že jeden vačkový hřídel ovládá jak sací tak výfukové ventily. Jedná se o dříve nejpoužívanější rozvod motorů, v dnešní době je používanější rozvod DOHC, který z tohoto rozvodu vychází. Vačkový hřídel je umístěn nad hlavou válců, kde za pomoci vahadla nebo přímo přes hrníčkové zdvihátko zajišťuje pohyb ventilů. Zavírání ventilů je řešeno prostřednictvím vratné, tlačné pružiny.

Velkou předností tohoto druhu rozvodu je malý počet součástí a s tím spojené nižší setrvačné síly, umožňující vyšší otáčky a možnost umístění většího počtu ventilů (5 a více) a oproti rozvodu OHV má vyšší tuhost. Tyto vlastnosti propůjčují motoru možnost vyšší rychlosti otevření ventilů, zvětšení zdvihu ventilu a dosažení vyššího hmotnostního naplnění válce. Dále má jednodušší odlitek bloku motoru v porovnání s OHV rozvodem.

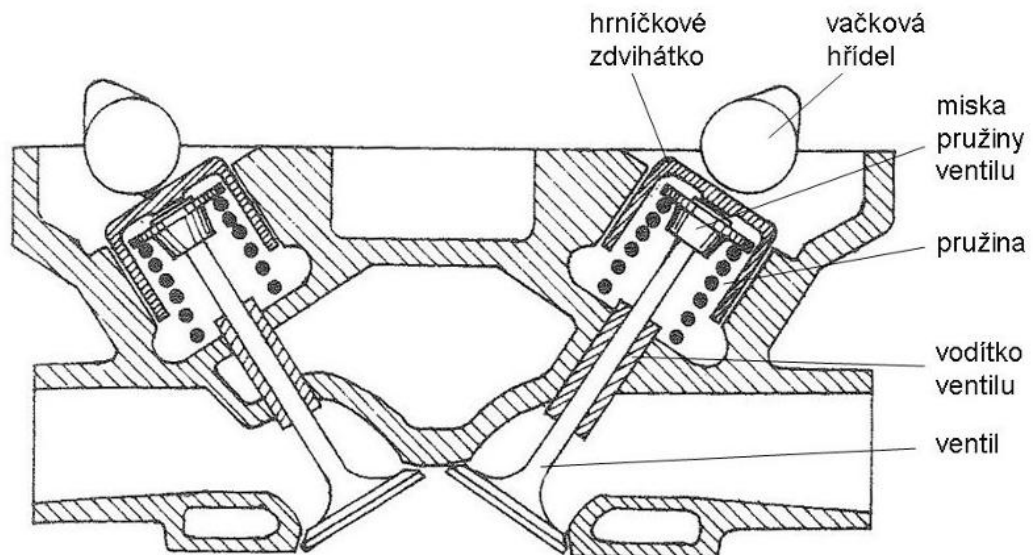
Limitujícím faktorem tohoto rozvodu je činnost ventilových pružin, které při vysokých otáčkách motoru nezvládají překonávat setrvačné síly vzniklé od součástí rozvodu. Další zvyšování otáček je možné docílit nuceným vrácením ventilu součástí rozvodu do výchozí polohy prostřednictvím vačky. Tenhle požadavek splňuje desmodromický rozvod. [2]



Obr. 2.4: Rozvod SOHC [27]

2.1.4 DOHC (Double Over Head Camshaft)

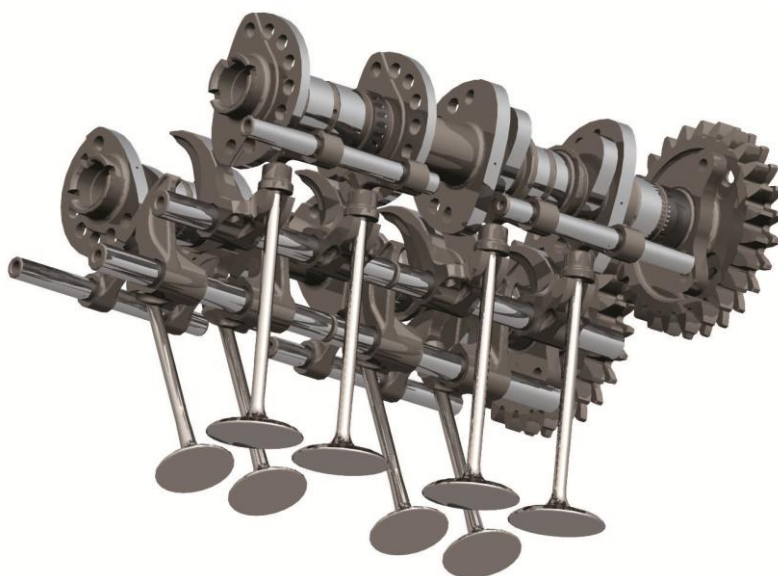
V podstatě se jedná o stejný princip jako v případě rozvodu OHC (kapitola 2.1.3). Změna oproti výše zmíněnému řešení je taková, že v hlavě válců jsou uloženy 2 vačkové hřídele. Jeden vačkový hřídel ovládá dva (nebo tři) sací ventily a druhý dva výfukové ventily.



Obr. 2.5: Rozvod DOHC s hrníčkovým zdvihátkem [28]

2.1.5 Desmodromický rozvod

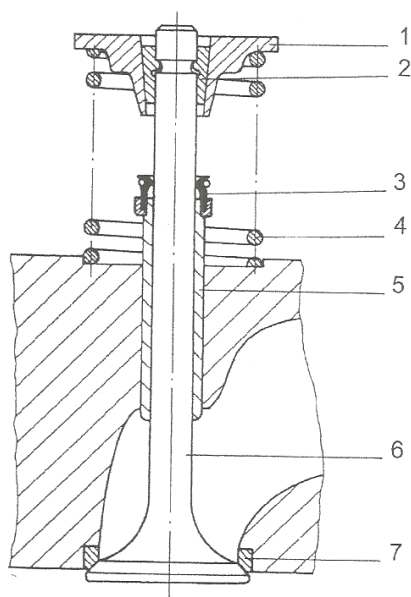
Tento typ rozvodů se používá u velmi vysokootáčkových motorů, kde díky velmi vysokým otáčkám nedokáže ventilová pružina včas zavírat otevřené ventily. Pro uzavírání ventilů se také používá vačkový hřídel. Jeden vačkový hřídel prostřednictvím vahadla ventil otevírá a druhý zase zavírá. Díky své složitosti nenašel širšího uplatnění. Ventily na rozdíl od předchozích případů nevyužívají pružiny, vyjma malých pomocných. V současné době se používá u italských motocyklů Ducati.



Obr. 2.6: Desmodromický rozvod Ducati Desmosedici RR [31]

2.2 Součásti ventilového rozvodu čtyřdobého motoru

V této části diplomové práce budou rozebrány základní části ventilového rozvodu čtyřdobého motoru. Základní sestava ventilu, která je společná pro všechny typy rozvodů, vyjma desmodromického rozvodu, je vyobrazena na obr. 2.7.



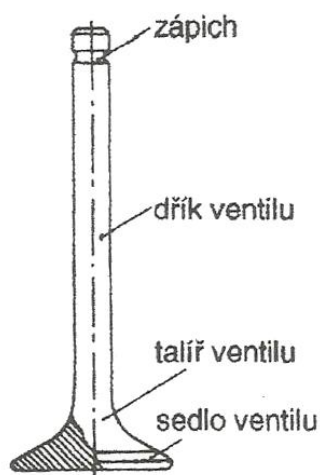
- 1 – opěrná miska ventilové pružiny
- 2 – ventilové klínky
- 3 – gufero dříku ventilu
- 4 – ventilová pružina
- 5 – vodítko ventilu
- 6 – ventil
- 7 – vložené ventilové sedlo

Obr. 2.7: Ventil a součásti ventilu [1]

2.2.1 Ventily

Rozlišujeme dva základní druhy typy ventilů – sací a výfukové. Ventily mají za funkci, společně s ventilovým sedlem, dokonale utěsnit spalovací prostor a zároveň zabezpečit proudícím plynům minimální odpor. Zpravidla mívají sací ventily větší průměr talířku ventilu než výfukové.

Sací ventily nejsou tak tepelně namáhané a jsou chlazeny přicházející směsí. Naproti tomu výfukové ventily jsou vystaveny silnému tepelnému zatížení a chemické korozi. Ventil se sestává ze sedla ventilu, talířku neboli hlavy ventilu, dříku a zápichu (obr. 2.8). Do zápichu jsou vloženy ventilové klínky, které zabezpečují pomocí opěrné misky ventilu předpětí pružiny.



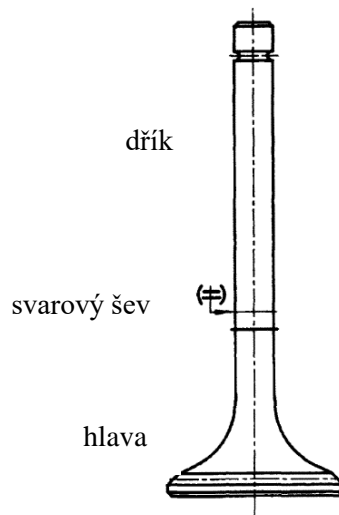
Obr. 2.8: Hlavní části ventilu [2]

Z hlediska výroby pak rozlišujeme 3 druhy ventilů:

- monometalické ventily
- bimetalové ventily
- duté ventily

2.2.1.1 Bimetalové ventily

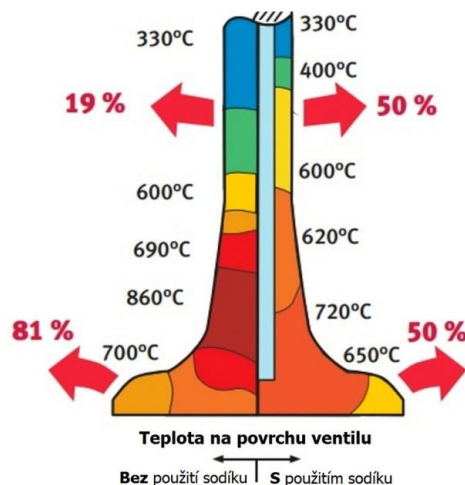
Bimetalové ventily umožňují ideální kombinaci dvou materiálů, kdy každý přesně vyhoví požadavkům dříku a hlavy ventilu. Jednotlivé materiály jsou k sobě svařeny za pomoci tření. Používá se kombinace materiálů X53CrMnNiN219, X50CrMnNiNb219, X60CrMnMoVNbN2110, NiCr20TiAl pro hlavu ventilu a X45CrSi93 pro dřík ventilu. [4]



Obr. 2.9: Bimetalový ventil [4]

2.2.1.2 Duté ventily

Duté ventily mají využití u vysoce zatěžovaných motorů, mezi které se řadí přeplňované motory. Používají se převážně pro výfukové ventily. Ve speciálních případech nacházejí využití i pro sací ventily, a to z důvodu snížení teploty hlavy ventilu a hlavně jeho hmotnosti. V dřívějších dobách byly tyto ventily plněné rtuť, ale posléze byla nahrazena sodíkem, který je výhodnější [8]. V dutině slouží k přenosu tepla a tu vyplňuje přibližně z 60%. Teplota tání tohoto alkalického kovu je 97°C, takže při běhu motoru změni svoje skupenství na kapalné a díky pohybu ventilu distribuuje teplo nahromaděné v hlavě ventilu do dříku a dále pak do vodítka ventilu (shaker efekt). Tímto řešením lze docílit snížení teploty hlavy ventilu o 80 až 150 °C a menšího tepelného namáhání sedla ventilu. Duté ventily lze realizovat od průměru dříku 5 mm a více. Mohou být i monometalické, ale v praxi se více setkáváme s bimetalovou variantou. Používá se kombinace materiálů X53CrMnNiN219, X50CrMnNiNb219, NiCr20TiAl pro hlavovou část a X45CrSi93 pro část dříku. [4] Na obr. 2.10 je patrné porovnání ventilu s a bez použití sodíku.



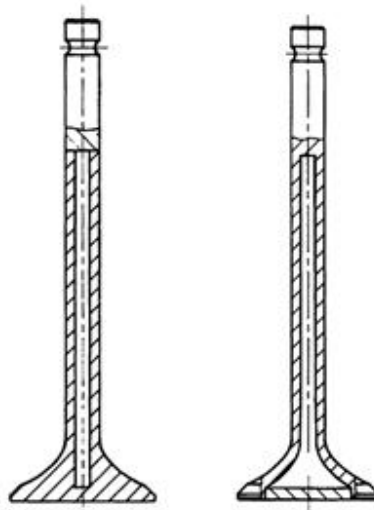
Obr. 2.10: Průběh teplot na výfukovém ventilu [37]

Z hlediska technologie výroby rozlišujeme následující druhy dutých ventilů:

"Tube on solid metal": Hlavová část je vyvrtána z vrchu stopky ventilu a dále je prostřednictvím třecího svařování připevněn konec dříku, který je legovaný, takže ho lze kalit.

"Closed-off": Tato verze je mnohem sofistikovanější, než výše zmíněná verze. Hlavová část ventilu je také vyvrtána od konce stopky. Vývrt je uzavřen indukčním ohřevem a následným kováním. Koncová část dříku je připojena taktéž třecím svařováním. Tento druh nachází uplatnění u vysokovýkonných motorů a v letecké aplikaci (obr. 2.11 vlevo).

"Hollow valve": Toto řešení představuje další zvýšení odvodu tepla z hlavy ventilu a snížení hmotnosti. Rozdíl v technologii výroby tkví ve vyvrtání otvoru ze strany talířku ventilu. Vzniklý otvor je uzavřen za pomoci speciálního procesu vložení krycí desky. Tyto ventily jsou dražší na výrobu a používají se především u závodních motorů. Řez tímto ventilem je patrný na obr. 2.11 vpravo.



Obr. 2.11: Duté ventily [4]

Aby bylo možné dosáhnout vyšších otáček motoru, je třeba docílit ještě nižší hmotnosti ventilů. K tomuto účelu se využívají jiné materiály, jako je titan. Titan má tu zásadní výhodu, že jeho hustota je oproti oceli asi o 40% nižší. K výrobě ventilů se používá například titanová slitina Ti-6Al-2Sn-4Zr-2Mo-0.08Si [16]. Nevýhodou tohoto řešení je, že výše zmíněný materiál za vysokých teplot nenabízí dobrou pevnost. Je tedy třeba zajistit dostatečný odvod tepla. Toho se docílí jednak zmíněnou konstrukcí dutého ventilu a zároveň použitím ventilového sedla z vysoce tepelně vodivého materiálu. [4]



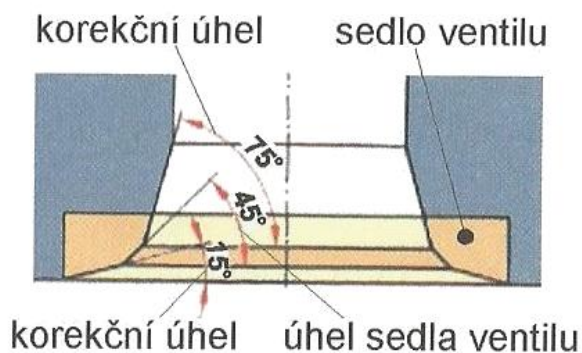
Obr. 2.12: Ti ventily Suzuki GSX-R1000, zleva: sací ventil, výfukový ventil [29]

Titanové ventily používá například výrobce Suzuki u svého sportovního motocyklu s označením GSX-R1000 (obr. 2.12). Za povšimnutí stojí pouze jeden úkos na hlavě výfukového ventilu s velikostí 45° . Toto řešení vytváří široký sedlový kontakt, který poskytuje optimální chlazení. Použití titanu i u sacích ventilů zajišťuje nižší teplotu nasávaného vzduchu, umožňuje zmenšení sedlového kontaktu a vytvoření 30° úkosu zvyšující průtok nad ním. [5]

2.2.2 Ventilové sedlo

Ventilové sedlo společně s ventilem musí v první řadě zajistit utěsnění spalovací komory, aby nedocházelo k tzv. podpalování ventilu. Další neméně důležitou rolí je odvod tepla z ventilu do hlavy válců. Ty se zpravidla vyrábějí ze dvou materiálů. V případě litiny mohou být sedla vyrobena přímo v hlavě. Hlavy z tohoto materiálu se u současných motocyklů nepoužívají. Zde nacházejí uplatnění hliníkové slitiny. Do nich se následně vkládají sedla z legované litiny nebo ušlechtilé oceli. Tyto materiály musí být velmi tepelně odolné a odolné proti opotřebení. Do hlavy jsou lisovány s velkým přesahem, aby nedošlo vlivem rozdílné tepelné roztažnosti materiálů k jeho uvolnění.

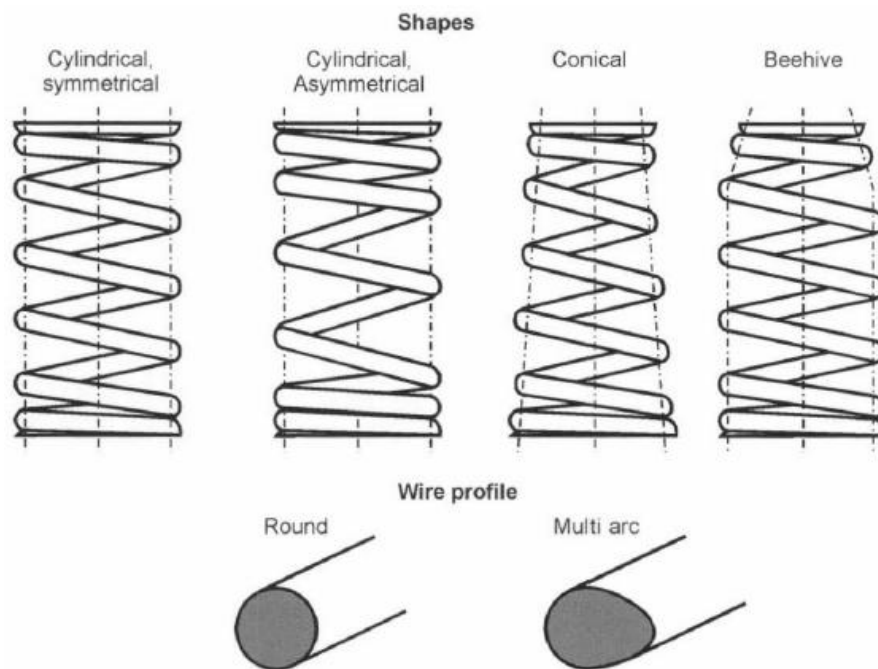
Ventilové sedlo má úhel těsnící plochy obvykle 45° a tento úhel bývá stejný jako u talířku ventilu. Tato plocha je doplněna dvěma korekčními úhly, které zmenšují odpor proudění sedlem a určují také jeho šířku (obr. 2.13). Širší sedlo lépe odvádí teplo, pomaleji se zaklepává, ale hůře těsní. [6]



Obr. 2.13: Nalisované ventilové sedlo [6]

2.2.3 Vinuté ventilové pružiny

Ventilové pružiny jsou montovány do hlavy válců s určitým předpětím. Zajišťují, aby ventil při dosedání do sedla od něho neodskočil a v případě otevírání, aby nepřekmitl maximální zdvih. S tím souvisí zabezpečení stálého kontaktu mezi vačkou a zdvihátkem/vahadlem. Vyrábí se několik druhů ventilových pružin. Jejich přehled je na obr. 2.14.



Obr. 2.14: Tvary a průřezy drátu ventilových pružin [4]

Symetrická válcová pružina představuje základní tvar. Průměr drátu je konstantní, jakož i vzdálenost mezi jednotlivými závitů. V praxi se můžeme setkat s použitím dvou soustředně uložených pružin. Pružiny mají opačný smysl stoupání závitů, aby při běhu motoru nedošlo k jejich zaklesnutí. V případě poškození jedné pružiny nedojde ke spadnutí ventilu a jeho následnému kontaktu s pístem.

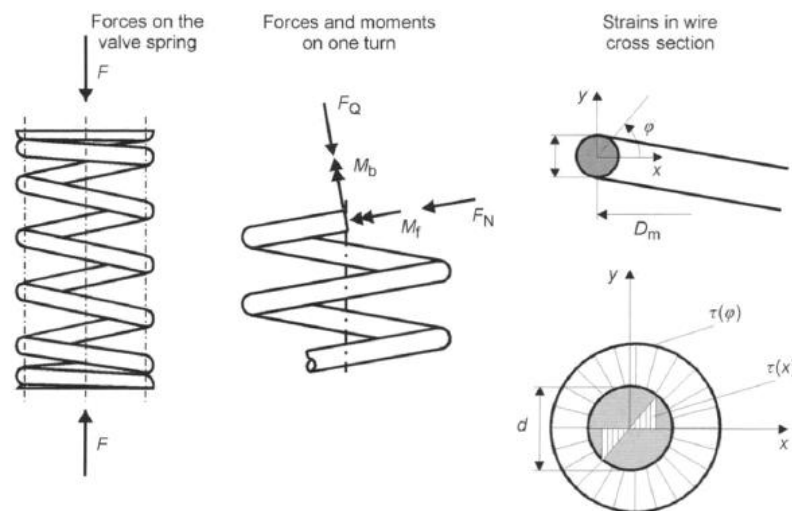
Asymetrická válcová pružina byla vytvořena, aby posuvné hmoty byly co nejmenší. Koncové závitů jsou navinuty blízko sebe, a tím je zajištěna i progresivita pružiny. K progresi-

vitě dochází při dosedání jednotlivých závitů na sebe. Při montáži je třeba brát zřetel, aby pružina byla zamontována touhle částí dolů.

Kuželové pružiny v porovnání s válcovými pružinami disponují menšími posuvnými hmotami a také nižší výškou ve stlačeném stavu. Další výhodou je její vrchní průměr, který umožňuje použití menší opěrné misky. To se příznivě projeví na hmotnosti.

Soudečková pružina je kombinací válcové a kuželové pružiny. Vrchní část pružiny je kuželová, na kterou dále navazuje válcová část, která udává progresivitu.

Při pohledu na obrázek znázorňující namáhání pružiny (obr. 2.15) je patrné, že pružinový drát není na svém průřezu namáhán konstantním napětím. K většímu namáhání dochází na jeho vnitřním průměru. Z toho důvodu byl navržen drát nekruhového průřezu, který svým tvarem koresponduje s průběhem napětí. Tím dochází k hospodárnějšímu využití materiálu. [4]



Obr. 2.15: Namáhání pružiny [4]

2.2.4 Pneumatické pružiny

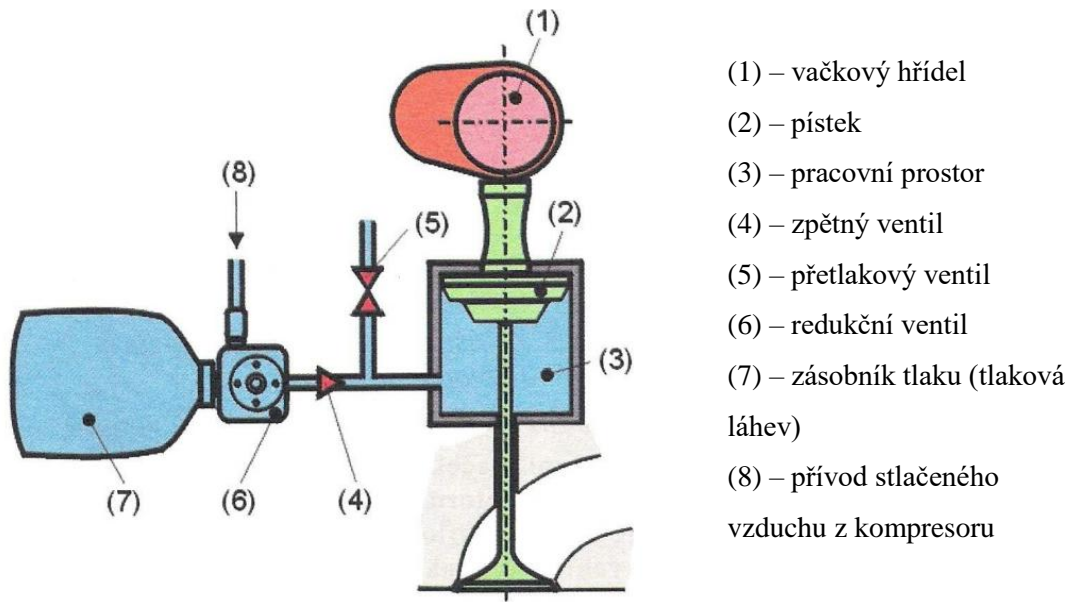
Pneumatické pružiny byly poprvé použity v motorech F1 (Formule 1). S tímto nápadem přišla v sedmdesátých letech minulého století automobilka Renault. V dnešní době jsou tímto systémem vybaveny všechny motory F1.

V roce 2002 se tato technologie objevila i u závodních motocyklů v MotoGP. Představil ji výrobce Aprilia. Bohužel v době svého uvedení nebylo tohle řešení moc konkurenceschopné. Další výrobce, který tuhle technologii u svého motoru zavedl, bylo v roce 2006 Suzuki. Změna pravidel MotoGP v roce 2007, v oblasti zmenšení zdvihového objemu o 190 cm^3 , mělo za následek použití pneumatických pružin i u ostatních výrobců. Výrobce Ducati tuto technologii jako jediný nezavedl a zůstal u desmodromického rozvodu, tedy nuceného zavírání ventilu vačkou. [10]

Pneumatické pružiny odstraňují neduh konvenčních pružin. Díky snížení pohybujících se hmot se ventil může rychleji otevřít a zůstat po delší dobu otevřen. To se příznivě projeví na

zvýšení účinnosti motoru a efektivnějším využití paliva. Pneumatické pružiny umožnily dosáhnout až 20 000 ot.min⁻¹. [7]

Celé zařízení se skládá z následujících komponent (obr. 2.16). Pístku, který se pohybuje v pracovním válci a je upevněn v horní části ventilu, zásobníku tlaku, redukčního ventilu, přetlakového ventilu zabezpečující nepřekročení dovoleného tlaku a zpětného ventilu. Všechny tyto součásti jsou navzájem propojeny potrubím.



Obr. 2.16: Schéma pneumatického uzavírání ventilů [6]

Zásobník obsahuje plyn stlačený na 30 MPa. Odtud je přes redukční a zpětný ventil distribuován potrubím do pracovního válce s přetlakem 1,5 MPa. Přetlakový ventil je nastaven tak, aby tlak v systému nepřekročil hodnotu 9,5 MPa. Systém se i přes vysokou přesnost součástí nevyhne drobné netěsnosti v oblasti pracovního pístu a vedení ventilu. Jako pracovní plyn se používá dusík nebo suchý vzduch.

Princip činnosti je následovný. Jakmile vačka začne otevírat ventil, pohybuje se spolu s ním i pístek v pracovním válci, který stlačuje plyn na maximální tlak. Po dosažení maximálního zdvihu se ventil vrací zpět do sedla za pomoci tlaku plynu. Kvůli již zmíněným netěsnostem je třeba systém průběžně doplňovat ze zásobníku tlaku. V případě zaznamenání velkého úniku plynu ze systému musí řídicí elektronika hned motor odstavit, aby nedošlo k jeho poškození. [6]



Obr. 2.17: Rozvod DOHC s vahadlem a pneumatickou pružinou [30]

2.2.5 Hrníčkové zdvihátko a vahadlo

Hrníčkové zdvihátko bylo po desetiletí nepoužívanějším členem mezi vačkou a dříkem ventilu. Není totiž možné, aby vačkový hřídel ovládal přímo ventil. Dřík ventilu má relativně malý průměr, který by brzy v přímém kontaktu poškodil vačku. Hrníčkové zdvihátko je vedeno v přesném otvoru vytvořeném v hlavě válců. To má za následek ztráty tvořené třením. Dále se pohybuje společně s ventilem nahoru a dolů, což představuje relativně velkou posuvnou hmotu.

Použitím vahadla (v anglicky psané literatuře se objevuje pod názvem rocket arm) se tato hmotnost sníží přibližně o 20%. Jedná se o páku, která je na jedné straně uložena otočně a na druhé se přímo, přes kalenou podložku vymezující ventilovou vůli, působí na horní část ventilu. S jeho pomocí tak lze snáze dosáhnout velmi vysokých otáček motoru. U vahadla lze docílit i vyšší plnosti profilu vačky. Ventil se pohybuje s vyšším zrychlením, takže je možné dosáhnout vyššího zdvihu a trvání otevření ventilu. Tím se dosáhne vyššího naplnění válce směsí, což se blahodárně projeví na výkonu motoru.

Výhoda hovořící ve prospěch hrníčkových zdvihátek je například snazší výroba. Jedná se totiž o geometricky jednoduchou součást, kterou lze rychle a levně vyrobit na soustruhu. Na druhé straně je výroba vahadla výrobně komplikovaná. Vyrábí se buď kováním nebo obráběním. Během běhu motoru se hrníčkové zdvihátko pootáčí, takže dochází k rovnoměrnému opotřebení a delší trvanlivosti. U vahadla je styčná plocha neměnná. Proto musí být tato plocha opatřena povrchovou úpravou. K tomu účelu se používá například DLC (Diamond Like Carbon).

V 80. letech minulého století představila Honda kapalinou chlazený vidlicový čtyřválec, který využíval právě zmíněná vahadla. Šlo o tehdejší reakci na Yamahu z konce 70. let. Svůj motocykl s tímto rozvodem představila i Kawasaki GPX750R. Díky nižší úrovni povrchové

úpravy, než je v současnosti, trpěla na problémy s opotřebením. Proto bylo rozhodnuto u modelu ZXR750 se vrátit k ověřenému rozvodovému systému s hrníčkovými zdvihátky. V dnešní době je technologie a materiály na vyšší úrovni, a proto výrobci přecházejí od hrníčkových zdvihátek k vahadlům. [12] [13]

2.2.6 Vačkový hřídel

Vačkový hřídel u závodních motocyklů je dutý. Toto řešení má přinést snížení hmotnosti, ale zároveň nesmí být vývrt přehnaně velký, aby zajistil dostatečnou torzní tuhost hřídele. Uložen je v hlavě válců v kluzných ložiscích. V roce 1998 výrobce Ducati experimentoval s uložením vačkového hřídele v kuličkových ložiscích. Při svém měření zjistil, že takto uložené vačky dokážou vyvinout vibrace, které spotřebovávají energii. [5]

2.3 Pohon vačkového hřídele

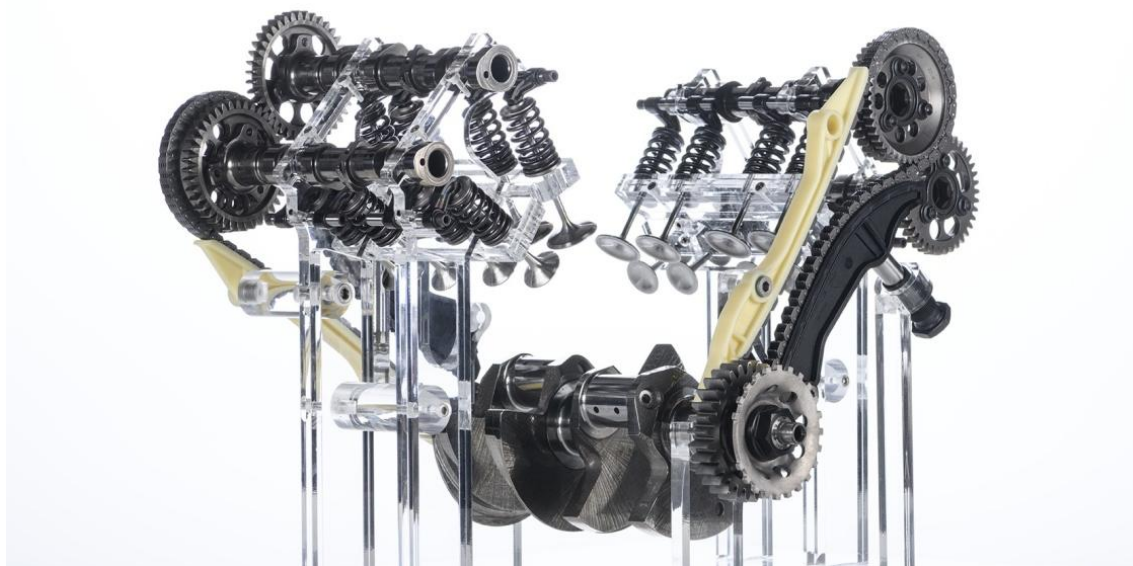
Vačkový hřídel je poháněn od klikového hřídele pomocí hřídele, řetězu, ozubeného řemenu nebo ozubenými koly. Převodový poměr mezi KH (klikový hřídel) a VH (vačkový hřídel) je 2:1. To znamená, že VH se otáčí polovičními otáčkami oproti KH. Tento převodový poměr vyplývá z logiky věci čtyřdobého spalovacího motoru a to, že jeden pracovní cyklus trvá dvě otáčky KH.

2.4 Příklady konkrétních motocyklů

V této části práce budou ukázány motory současných sportovních motocyklů využívající rozvod DOHC s vahadlem a které se také staly inspirací této diplomové práce. Všechny níže zmíněné motocykly využívají kapalinové chlazení a vstřikování paliva.

2.4.1 Ducati Multistrada V4 S Sport

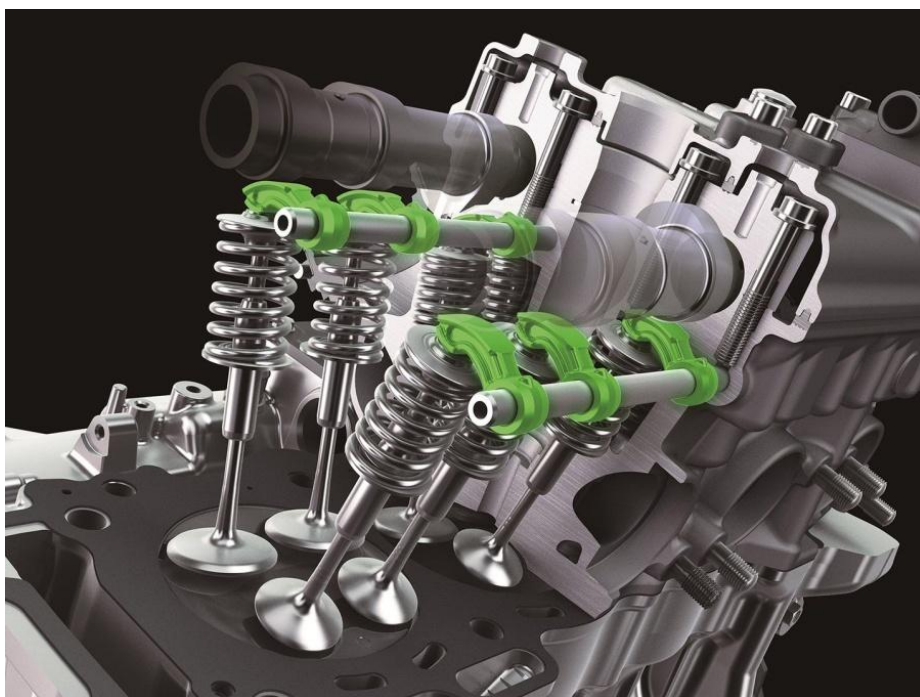
Tento motocykl je osazen novým motorem V4 Granturismo (obr. 2.18). Hlavní novinka je, že tento motor nepoužívá pro Ducati typický desmodromický rozvod, ale rozvod DOHC s vahadlem. Klikový hřídel se otáčí protiběžně, což umožňuje snížit gyroskopický efekt kol. To má pozitivní vliv na lepší ovladatelnost a na omezení naklánění při zrychlování a brzdění motocyklu. Motor o objemu 1158 cm³ dosahuje maximálního výkonu 125 kW při 10500 ot.min⁻¹ a maximálního točivého momentu 125 N.m při 8750 ot.min⁻¹. [19]



Obr. 2.18: Motor V4 Granturismo [35]

2.4.2 Kawasaki Ninja ZX-10RR 2019

Kawasaki u tohoto motocyklu nahradila původní hrníčkové zdvihátko vahadlem (obr. 2.19). Jedná se o řadový čtyřválec o objemu 998 cm³. Motor dosahuje maximálního výkonu 150kW při 13500 ot.min⁻¹ a maximálního točivého momentu 115,7 N.m při 11500 ot.min⁻¹. Maximální výkon může být ještě zvýšen o 7,5 kW použitím náporového sání Ram Air. [20]

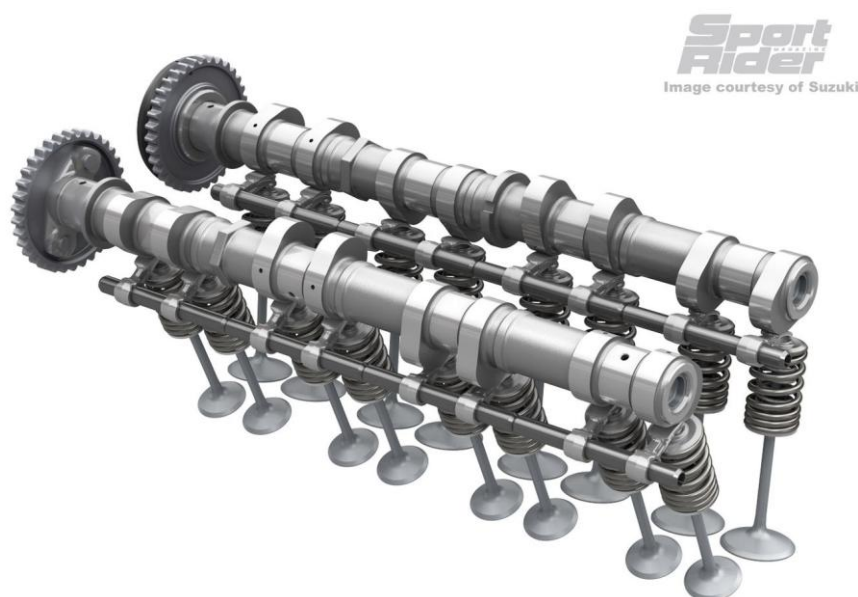


Obr. 2.19: Motor Kawasakii Ninja ZX-10RR 2019 [32]

2.4.3 Suzuki GSX-R1000 2017

Suzuki uvádí, že jimi použité vahadlo má o 6 g nižší hmotnost než konvenční hrníčkové zdvihátko (10 g vs. 16 g) a pohybující se hmota činí pouze 3 g. Vahadla tohoto motoru vychází z modelu GSX-RR určeného pro závody v MotoGP. Dále využívá povlakování DLC pro zvýše-

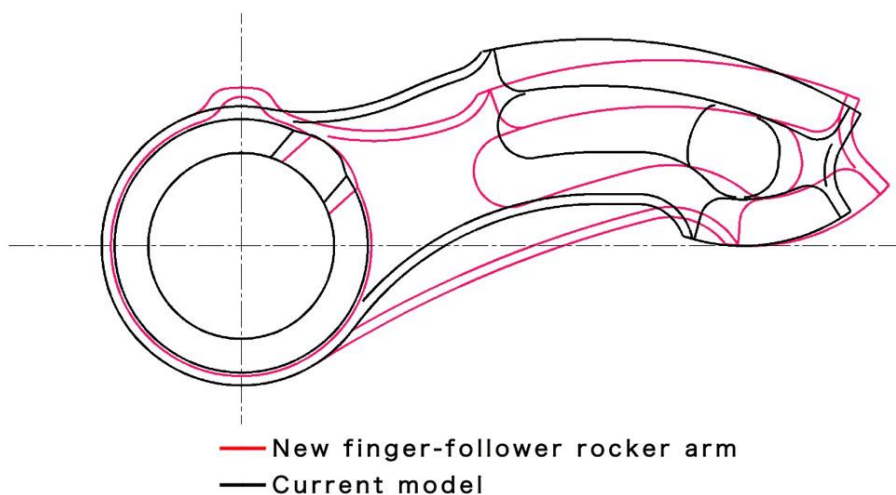
ní odolnosti. Motor o objemu 999,8 cm³ produkuje maximální výkon 148,6 kW při 13200 ot.min⁻¹ a maximální točivý moment 117,6 N.m při 10800 ot.min⁻¹. Rozvodový mechanismus je znázorněn na obr. 2.20. [21] [22]



Obr. 2.20: Rozvodový mechanismus Suzuki GSX-R1000 [34]

2.4.4 Yamaha YZF-R1

Další výrobce co používá ventilový rozvod DOHC s vahadlem je Yamaha. Na obr. 2.21 je vidět porovnání nového a původního tvaru vahadla. Motor má objem 998 cm³ a dosahuje maximálního výkonu 147,1 kW při 13500 ot.min⁻¹ a maximálního točivého momentu 113,3 N.m při 11500 ot.min⁻¹. [23]

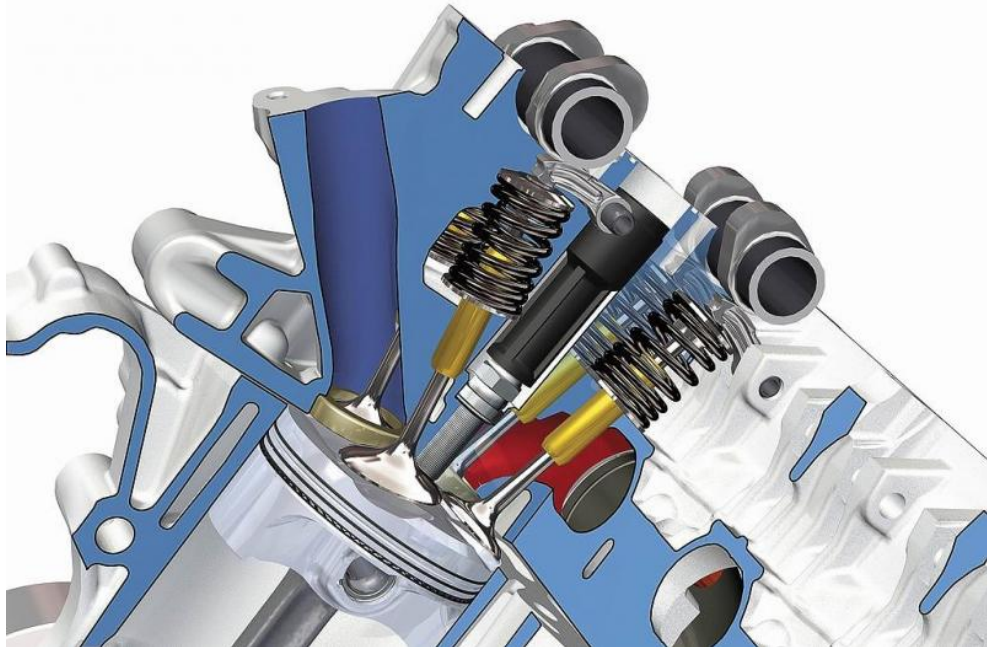


Obr. 2.21: Nový tvar vahadla Yamaha YZF-R1 [36]

2.4.5 BMW S 1000 RR

BMW použilo u tohoto motocyklu zcela nově vyvinutý čtyřválcový motor (obr. 2.22). Oproti předchozímu modelu došlo ke zvýšení maximálního výkonu. Díky nové technologii va-

riabilního časování ventilů BMW ShiftCam došlo k optimalizaci průběhu točivého momentu. Motor o objemu 999 cm³ produkuje maximální výkon 152 kW při 13500 ot.min⁻¹ a maximální točivý moment 113 N.m při 11000 ot.min⁻¹. Křivka točivého momentu dosahuje v rozmezí otáček 5500 až 14500 ot.min⁻¹ minimálně hodnoty 100 N.m. [24]



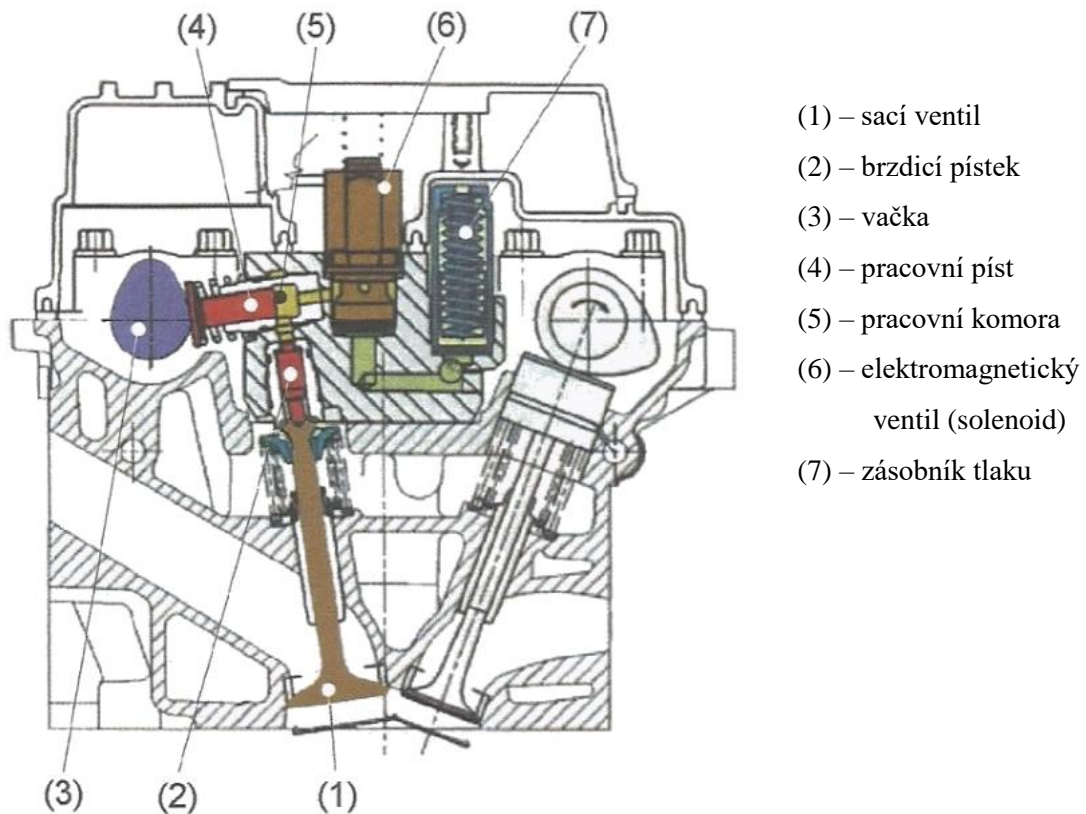
Obr. 2.22: Řez motorem BMW S 1000 RR [33]

3 Vývojové trendy

Zvýšení výkonu motoru může být docíleno několika různými způsoby. Od navýšení zdvihového objemu, přes přeplňování a zvyšování otáček motoru. V řadě sportů zvyšování objemu motoru nepřipadá v úvahu kvůli zastropování nejvyššího objemu pravidly. A tak je třeba hledat jiné cesty. Dalším způsobem je snižování hmotnosti součástí rozvodu za účelem zvýšení otáček a zmenšení jejich pasivních odporů za účelem zvýšení mechanické účinnosti motoru.

3.1 Mechanicko-hydraulické ovládání ventilů

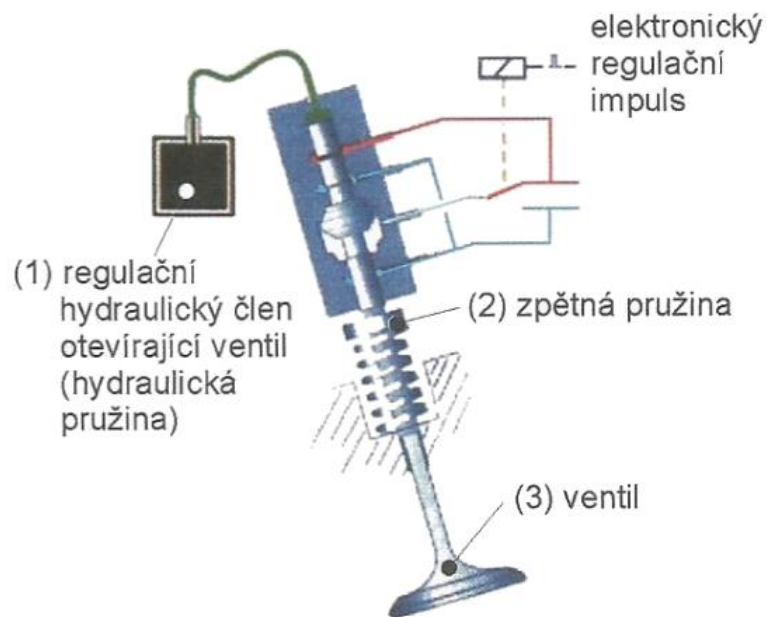
S tímto druhem ovládání ventilu se můžeme setkat pod zkratkou VVA (Variable Valve Actuation). Vyvinula ho společnost Fiat. Tento systém je elektromagneticky řízen a může měnit nejen dobu otevření jednotlivých sacích ventilů nezávisle na sobě, ale i zdvih. Díky této vlastnosti nepotřebuje motor škrticí klapku. Toto řešení má za následek snížení spotřeby paliva o 10 až 15% a zvýšení výkonu a momentu o stejnou hodnotu. S jeho zařazením do sériové výroby se počítá na začátku třetího tisíciletí. [6]



Obr. 3.1: Schéma systému VVA [6]

3.2 Elektro-hydraulické ovládání ventilů

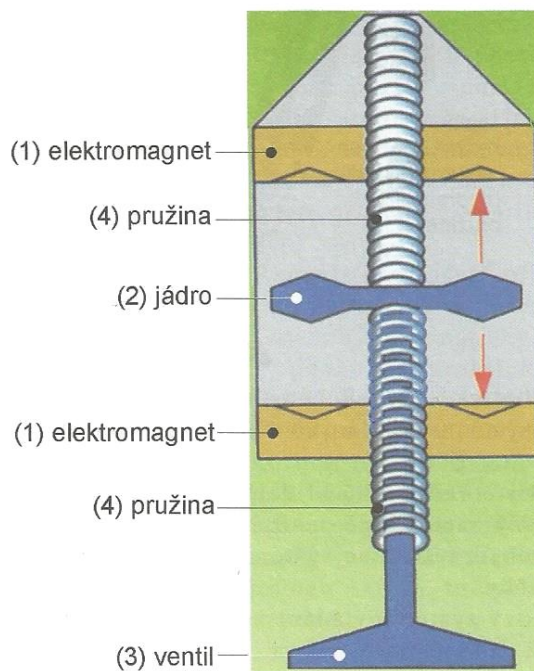
Toto řešení je vyvíjeno firmou Mercedes-Benz. V porovnání s VVA nepotřebuje tento systém vačkový hřídel. Ventily jsou ovládány samostatně, nezávisle prostřednictvím elektronicky řízeného elektrohydraulického systému. [6]



Obr. 3.2: Schéma elektro-hydraulického systému ovládání ventilů [6]

3.3 Elektromagnetické ovládání ventilů

S tímto řešením přišla společnost Aura Systems Inc. Označuje se zkratkou EVA (Electromagnetic Valve Actuator). Otevírání a zavírání ventilu zajišťují elektromagnety. Tento systém kombinuje výhody předchozích dvou řešení. V porovnání s nimi také potřebuje méně zástavbového prostoru. Funguje na principu pohybu jádra v elektromagnetickém poli. Uplatnění v sériové výrobě ještě nenašel z důvodu přesnosti ustavení ventilu. Další komplikace s tím spojená je vysoký elektrický příkon. Ten může činit až 4 kW. [6]



Obr. 3.3: Schéma systému EVA [6]

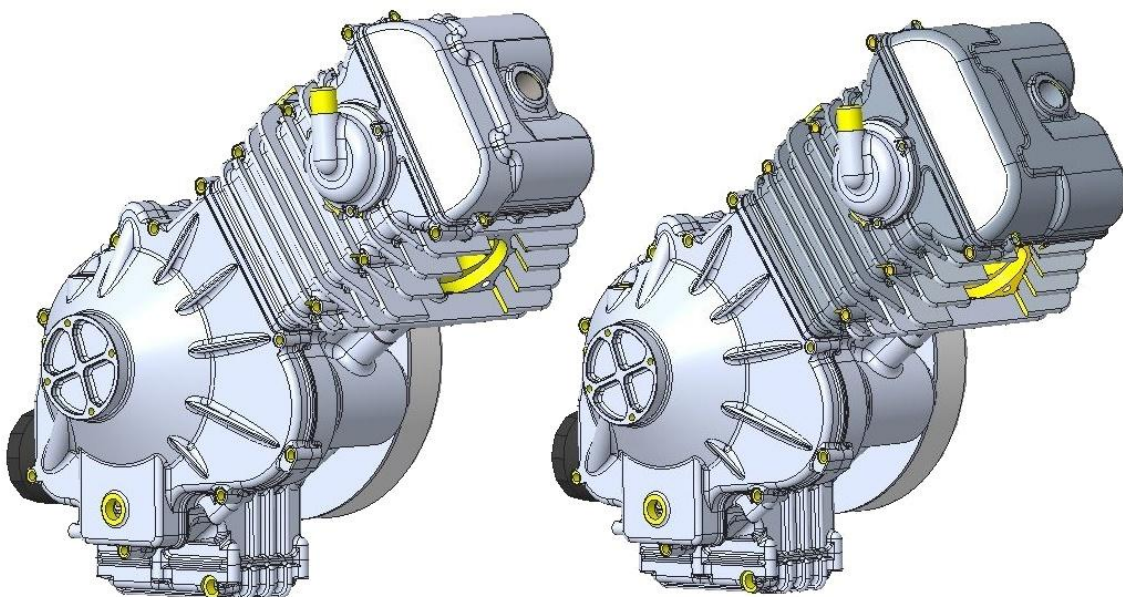
4 Konstrukční návrh rozvodu hlavy válce

Dalším vytyčeným cílem této diplomové práce je konstrukční návrh rozvodu hlavy válce typu DOHC s vahadlem. Charakteristika rozvodu DOHC je popsána v kapitole 2.1.4. Prezentované řešení vychází z prototypové hlavy válců určené pro plochodrážní motocykl. Hlava válců je osazena čtyřmi ventily, tj. dva sací a dva výfukové. Motory plochodrážních motocyklů se vyznačují vysokým zdvihem a vysokým kompresním poměrem. Zdvihový objem jednoválcového vzduchem chlazeného motoru činí 500 cm^3 a jako palivo slouží methyl-alkohol. Pohon vačkového hřídele je řešen od KH za pomoci řetězového převodu. Ten následně pohání hřídel uložený v hlavě válců. Skrz tento hřídel je řešeno odvětrávání klikové skříně. Na něj pak navazuje odlučovač oleje, který je přimontován na krytu rozvodového řetězu. Na hřídeli je osazeno čelní ozubené soukolí s přímým ozubením, které dále pohání oba dva VH. Ozubená kola jsou k VH připevněna třemi šrouby. Válec motoru je vůči horizontální rovině skloněn o úhel 35° . Základní informace výchozího motoru jsou uvedeny v tabulce 1 níže.

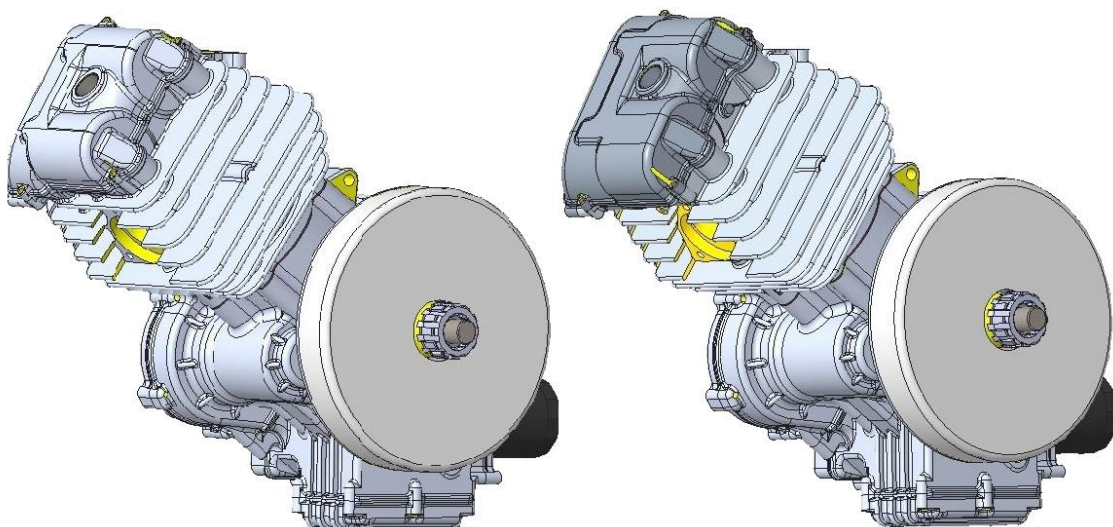
Zdvihový objem	500 cm ³
Vrtání válce	88 mm
Zdvih	82,2 mm
Průměr sacích ventilů	36 mm
Průměr výfukových ventilů	30 mm

Tabulka 1: Základní parametry motoru

Porovnání motoru s původní a novou hlavou válců je viditelné na obr. 4.1 a 4.2. Je patrné, že nedošlo k zásadnímu zvětšení vnějších rozměrů motoru.



Obr. 4.1: Porovnání sestav celého motoru 1



Obr. 4.2: Porovnání sestav celého motoru 2

V důsledku použití vahadla na místo původního hrníčkového zdvihátka se řada součástí motoru stala nekompatibilní. Z vizuálního pohledu došlo k přepracování krytu rozvodového řetězu a víka hlavy válců. Obě tyto součásti byly vymodelovány. Další rozdíly, co se týče vnitřního ústrojí, budou popsány v následující kapitole.

4.1 Tvorba 3D modelu

Při tvorbě nového konstrukčního řešení hlavy válců bylo postupováno podle výchozího návrhu. Všechny potřebné dispozice a rozměry jsou odměřeny z 3D modelu sestavy motoru, který poskytla Katedra vozidel a motorů TUL. Požadavek na nové provedení vycházel z následujících předpokladů:

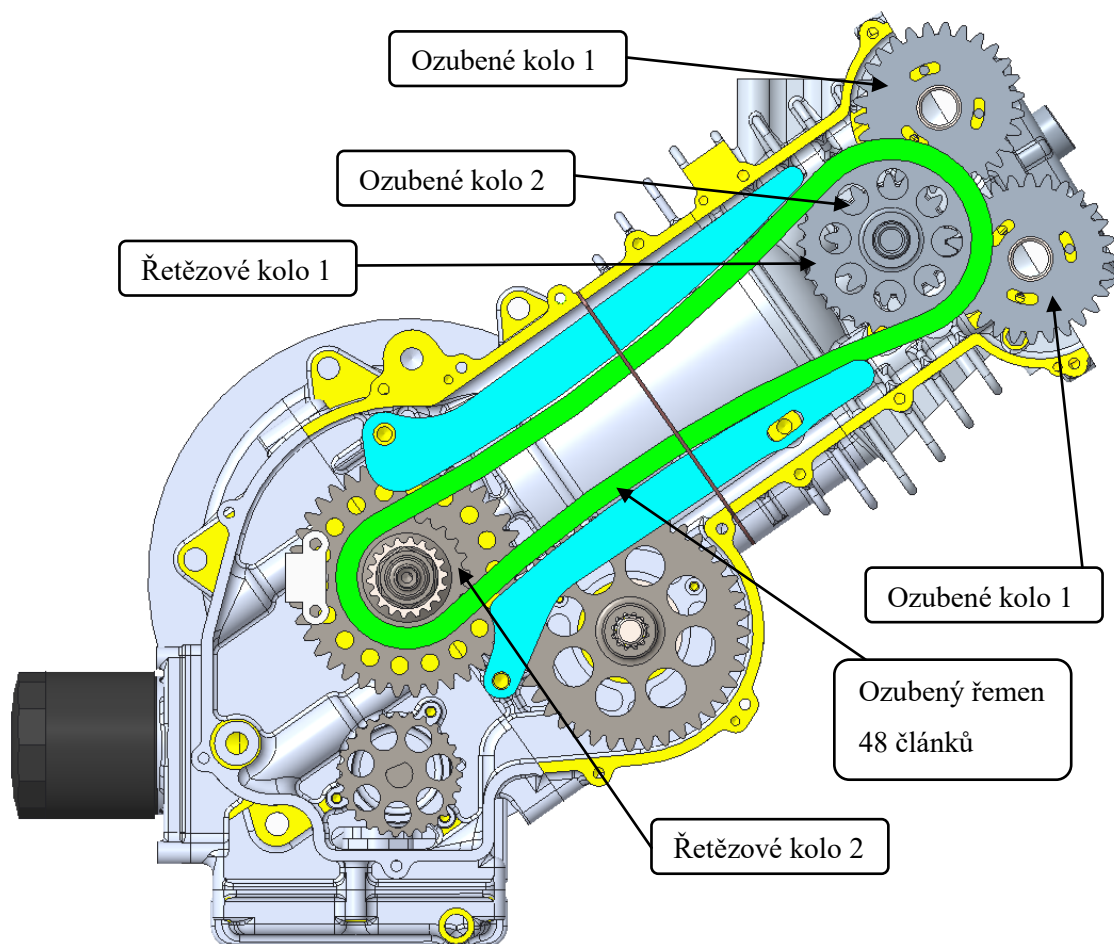
- zachování tvaru spalovacího prostoru
- zachování tvaru a pozice sacích a výfukových kanálů
- zachování sací a výfukové příruby
- zachování pozice zapalovací svíčky
- zachování polohy hlavových šroubů
- zachování pozice mazacího kanálku, aby nemusel být nikterak upravován válec

3D model hlavy válců byl vytvořen v softwaru Creo Parametric 4.0. Základem bylo si vše důkladně promyslet, abychom se vyhnuli případným komplikacím při tvorbě modelu. Výchozím bodem bylo vytvoření základních rovin a os, aby v případě editace libovolné operace ve stromě došlo k přepočítání celého modelu a nedošlo k jeho zhroucení. Z důvodu velkého množství rovin a os byly kvůli přehlednosti všechny pojmenovány.

Dále následovalo postupné modelování po jednotlivých žebrech až po uložení vaček. Kvůli větší prostorové náročnosti tohoto druhu rozvodu musely být posunuty vačkové hřídele. To mělo za následek přepočítání ozubeného soukolí, protože korekcí ozubení dosavadního soukolí nešla změna osové vzdálenosti kompenzovat. Původní osová vzdálenost mezikola rozvodu a ozubeného kola vačkového hřídele byla z 58,26 mm zvýšena na 63 mm. Modul ozubení zůstal stejný, tj. 2,5 mm, změnil se jen počet zubů. Přehled rozměrů nového čelního ozubení s přímými zuby uvádí tabulka 2. Posunuto muselo být i mezikolo, které je poháněno od klikové hřídele za pomoci řetězového převodu. Poslední úprava se týkala řetězového kola na mezikole, aby bylo docíleno správného převodového poměru mezi klikovým a vačkovým hřídelem. Rozteč zubů byla zachována, ale došlo ke zvýšení počtu zubů z 30 na 33. Řetězové kolo na klikové hřídeli zůstalo nezměněno, tj. má nadále 22 zubů. Převodový poměr řetězového převodu tedy činí 1,5. Převodový poměr ozubeného soukolí je 1,333. Celkový převodový poměr mezi KH a VH je tedy dodržen.

	Ozubené kolo 1	Ozubené kolo 2
Počet zubů	21	28
Modul ozubení	2,5	2,5
Jednotkové posunutí	0,439	0,33
Převodový poměr	4/3	

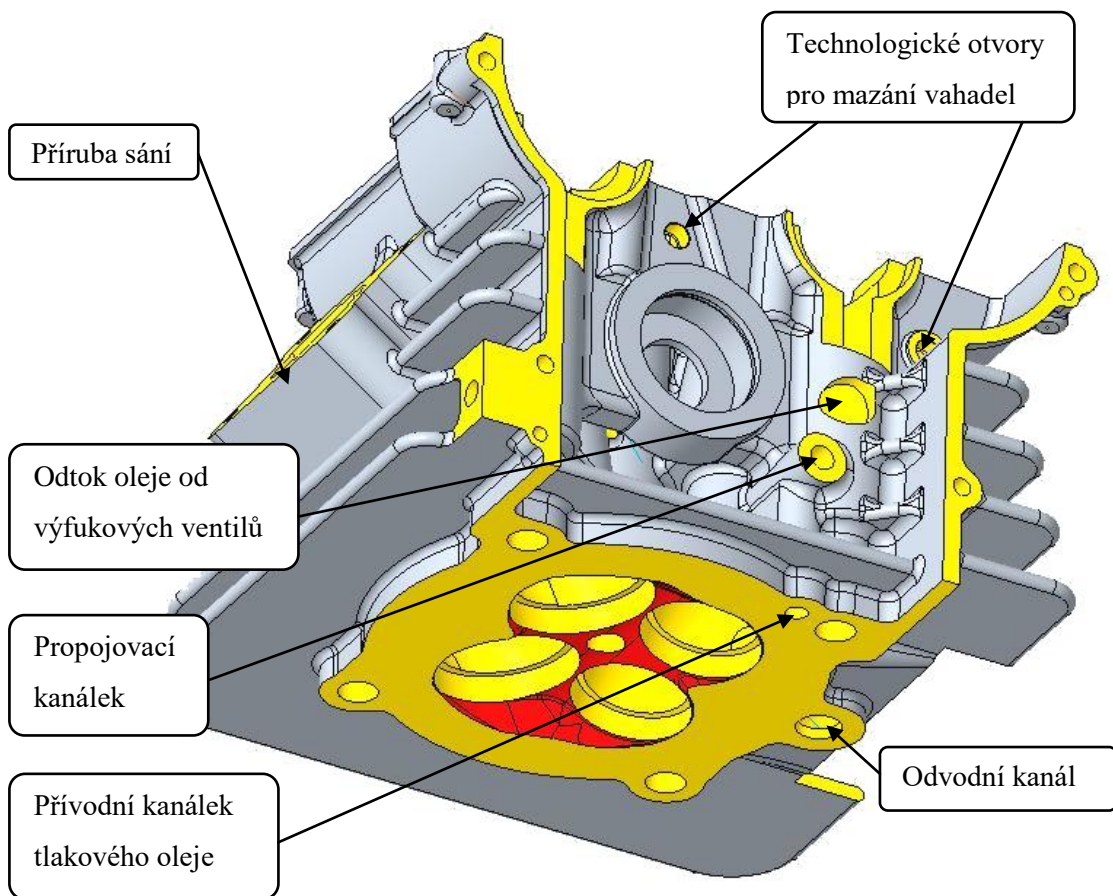
Tabulka 2: Nová ozubená kola



Obr. 4.3: Rozvod motoru

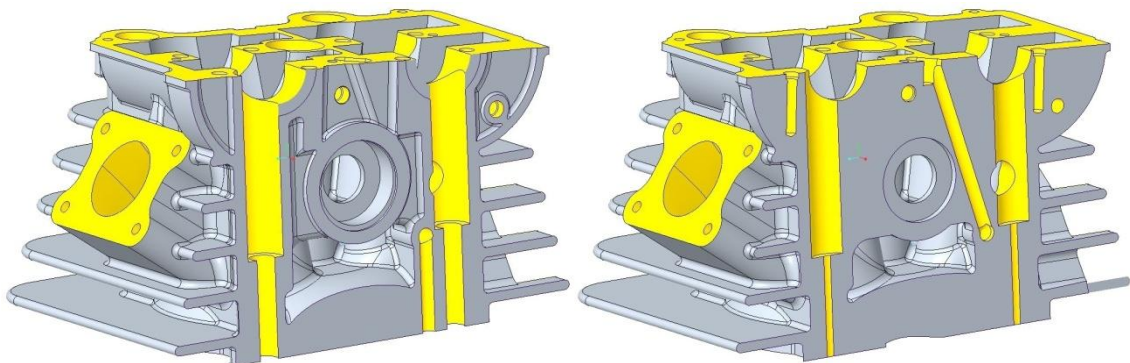
Na závěr bylo vymodelováno uložení vahadel. Další problematikou, kterou bylo třeba vyřešit, bylo přivedení tlakového oleje k nim.

4.2 Popis konstrukce hlavy válce



Obr. 4.4: Přívod oleje

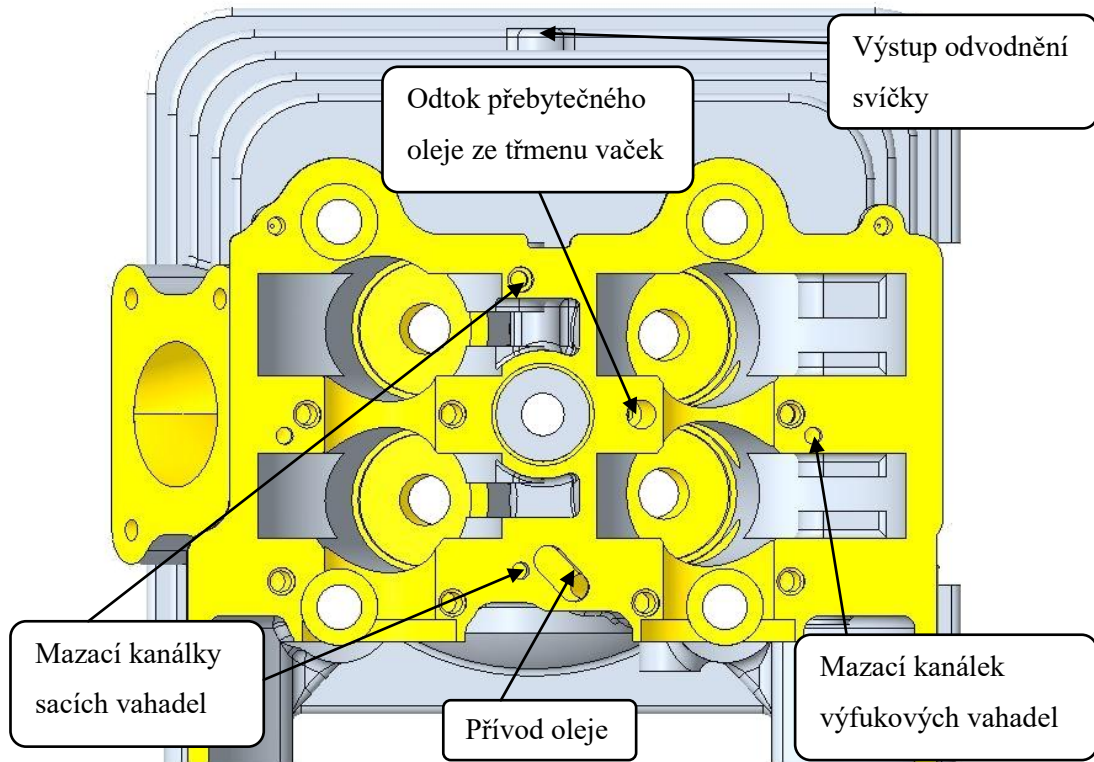
Na obr. 4.5 je zobrazena hlava válce z pohledu směrem na dosedací plochu. V této ploše je vytvořen kanálek pro přívod tlakového oleje a odvodní kanál. Oba dva kanály korespondují s umístěním v původním návrhu hlavy válce s hrníčkovými zdvihátky. Z toho důvodu je netřeba nijak upravovat nebo dokonce měnit válec motoru. Také jsou zde patrné tři technologické otvory, které jsou po vyvrtání opatřeny závity a příslušnými zátkami zaslepeny.



Obr. 4.5: Řez přívodním mazacím kanálkem

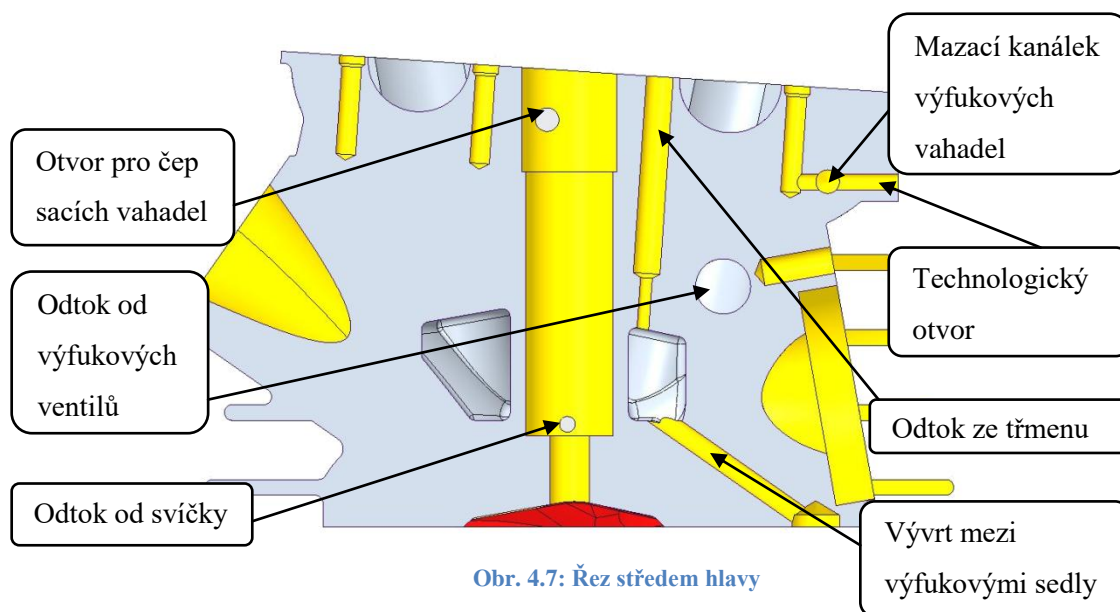
Na obr. 4.6 výše je znázorněn řez přívodním mazacím kanálkem, který stoupá od dosedací plochy kolmo dále do hlavy válce. Následně je pomocí propojovacího kanálku posunut hlouběji a dále pokračuje pod úhlem 73° skrz celou hlavu válce a vyúsťuje na horní dosedací

ploše. Odtud je olej distribuován pomocí třmenu vaček dále k jednotlivým vačkovým hřídelům a čepům vahadel. Na obr. 4.7 jsou znázorněny mazací kanálky vahadel. Výfuková vahadla mají jeden společný vstup a jsou mazána přes průtočný šroub, který zároveň vykonává funkci připevnění třmenu k hlavě válce. První vahadlo na sacím ventilu, ze strany od rozvodového řetězu, je mazáno obdobně přes třmen, tedy bez použití průtočného šroubu. U druhého vahadla se jako nejšchůdnější varianta jevílo použití trubičky. Ta propojuje třmen s vývrtem v hlavě válců nad čepem vahadla.



Obr. 4.6: Mazací kanálky vahadel

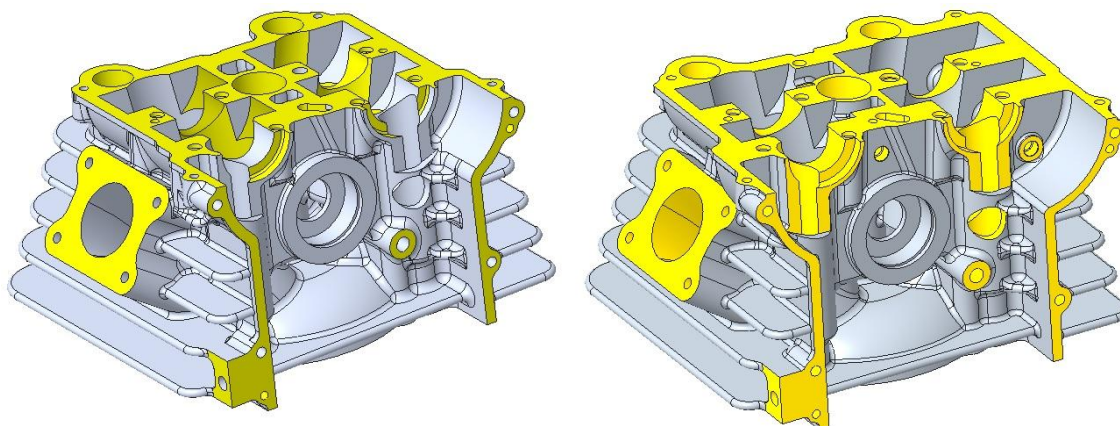
Přebytečný olej je ze třmenu vaček odváděn za pomoci průtočného šroubu. Jeho řez je vyobrazen na dalším obrázku (obr. 4.8). Ten následně ústí do prázdného prostoru nad výfukovými kanály. K němu se přidává i odtok oleje od sacích ventilů. Společně pak olej protéká vývrtem mezi výfukovými sedly přes válec do olejové vany připevněné na klikové skříní. Tím napomáhá chladit kritické místo mezi výše zmíněnými sedly. Od výfukových ventilů odtéká olej do prostoru rozvodového řetězu. Všechny zmíněné odtoky oleje byly převzaty z původního návrhu hlavy válce. Dále je zde patrný otvor vyvrtaný do prostoru svíčky. Z prostorových důvodů zde byl umístěn čep sacích vahadel. Tento čep je ze strany ke svíčce neprůchozí, aby k ní nedocházelo k prolínání motorového oleje. Ten by následně skrz odvodnění svíčky unikal ven do okolí, což je nepřipustné. Dále je tento otvor zaslepen vloženou trubkou svíčky, která vede až do víčka hlavy. Ta zabraňuje olejové mlze a volně stříkajícímu oleji se dostat do prostoru svíčky a dále do okolního prostředí. Kvůli vyšší výšce onoho víčka musela být trubka prodloužena.



Obr. 4.7: Řez středem hlavy

Vývrty pro vedení hrníčkových zdvihátek byly zachovány z důvodu možného budoucího použití pneumatických pružin, které se používají u motorů F1 nebo v případě závodních motocyklu v MotoGP (obr. 2.17).

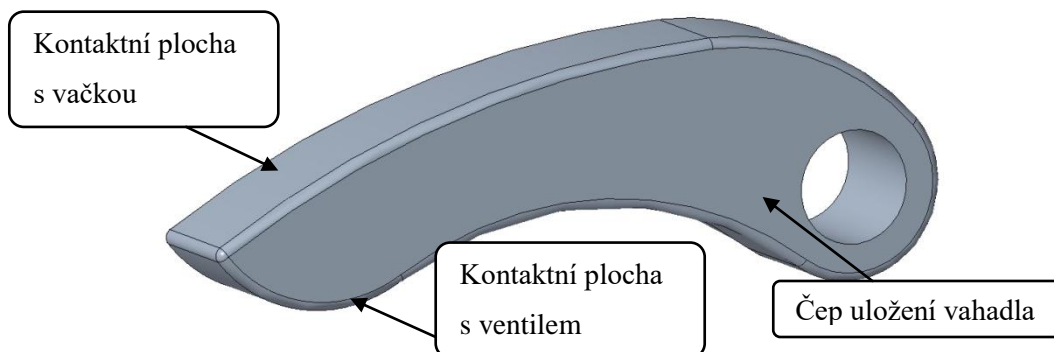
Na závěr je zde na obr. 4.9 uvedeno porovnání obou hlav válců. Hmotnost původní hlavy válce činí 2694 g a nové 2827g. Hmotnost tedy stoupla o 133 g, tj. o 4,7%.



Obr. 4.8: Porovnání původní a nové hlavy válce

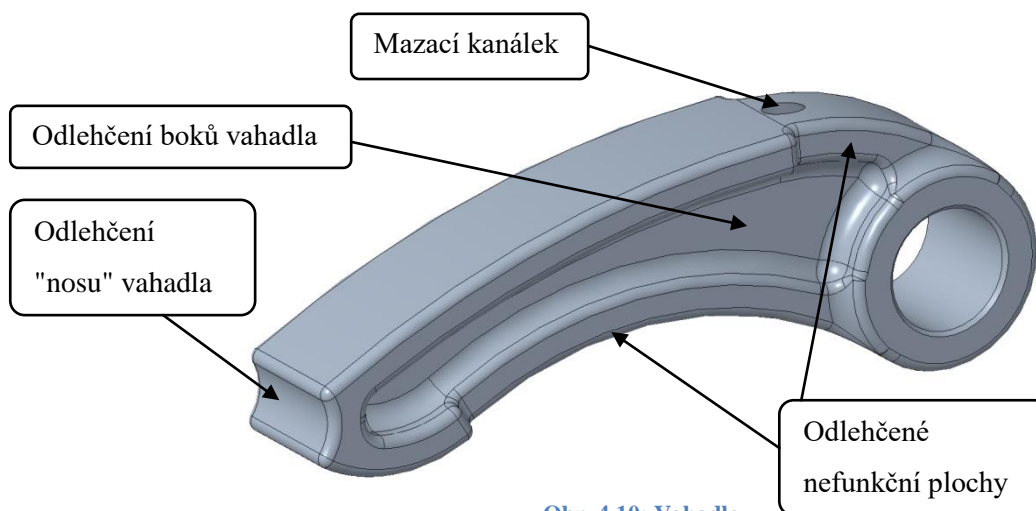
4.3 Popis vahadla

Nejprve byl vytvořen hrubý model vahadla, který obsahoval jen základní tvar (obr. 4.10). Střed souřadného systému byl při vytváření 3D modelu zvolen do středu otáčení vahadla. Díky tomu pak lze jednoduše odečíst hodnoty momentu setrvačnosti, které jsou potřeba zadat do simulace. Takto vytvořené vahadlo je hmotné a má relativně vysoký moment setrvačnosti. Z toho důvodu bylo přistoupeno k jeho odlehčení.



Obr. 4.9: Základní tvar vahadla

Moment setrvačnosti je definován jako $I = \int_m r^2 dm$. Závisí tedy na druhé mocnině vzdálenosti. Z toho důvodu byl "nos" vahadla odebrán. Dále byl ubrán materiál i na jeho bocích. Nefunkční plochy byly ve prospěch hmotnosti zúženy. Kontaktní plochy je potřeba mazat a proto byl vytvořen kanálek, který je zásobován olejem od čepu vahadla. Hotové vahadlo je zobrazeno na obr. 4.11 níže. Dále je uvedena tabulka 3 s porovnáním.

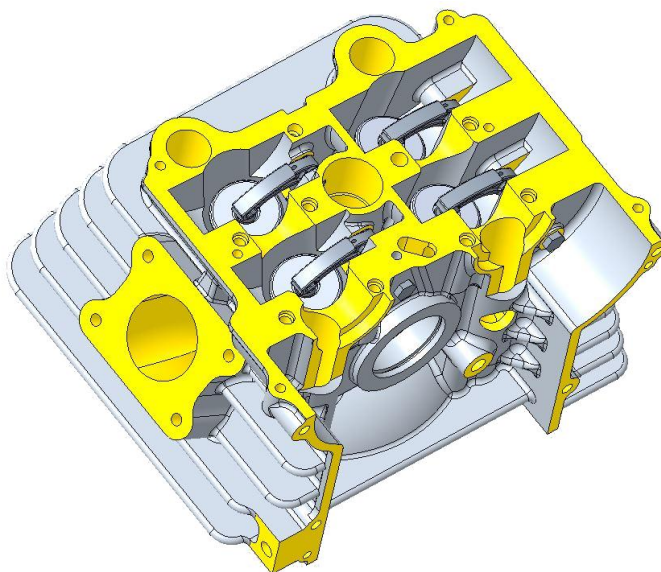


Obr. 4.10: Vahadlo

	Neodlehčené vahadlo	Odlehčené vahadlo
Hmotnost [g]	15,6	11,2
Moment setrvačnosti [kg.m²]	5,218.10 ⁻⁶	3,673.10 ⁻⁶

Tabulka 3: Porovnání odlehčeného a neodlehčeného vahadla

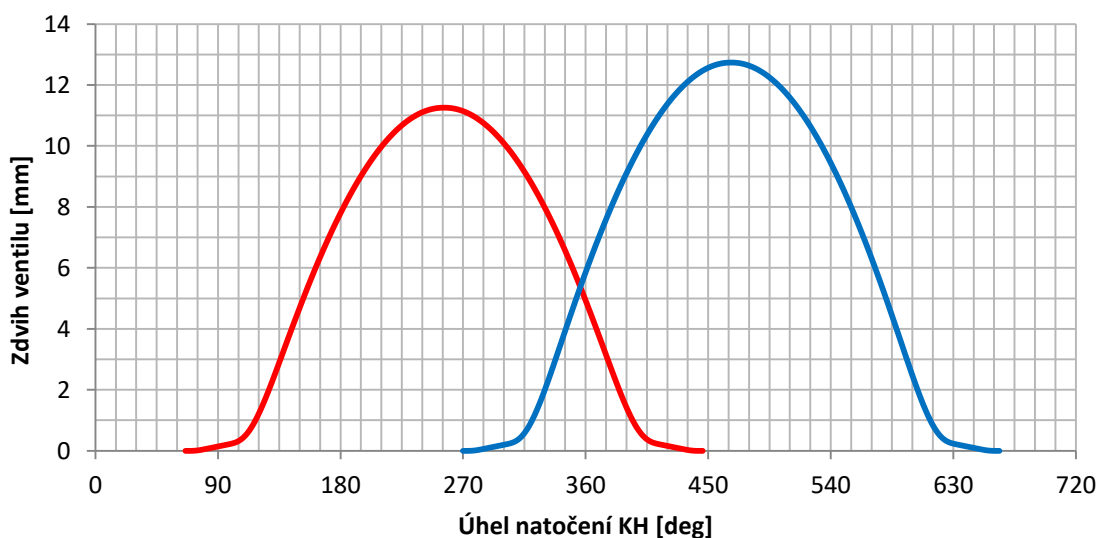
Vahadla pro sací i výfukové ventily jsou totožná. Jejich zakomponování do hlavy válce je znázorněno na obr. 4.12. Sací vahadla jsou uložena blíže ke středu svíčky. Jsou uložena na samostatných dvou dutých čepch, které je zásobují olejem. Naproti tomu jsou výfuková vahadla uložena nad výfukovou přírubou na společném dutém čepu.



Obr. 4.11: Vahadla v sestavě hlavy válce

5 Simulační výpočet rozvodu

Simulační výpočet rozvodového mechanismu motoru se sestává z kinematiky a dynamiky. K výpočtu byl použit software Valdyn od firmy Ricardo. V první části byl vytvořen nejprve simulační model kinematiky a potom model dynamiky. Byly provedeny celkem dvě simulace, jak původního rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem, tak nového řešení s vahadlem. Díky tomu mohou být obě varianty navzájem porovnány. Aby byla zajištěna objektivita porovnávaných výsledků, byl na oba dva rozvody aplikován stejný průběh a zdvih ventilu (obr. 5.1). Ventilový rozvod je v obou případech počítán na maximální otáčky motoru 12 000 ot.min⁻¹. Výpočet probíhal s následujícími zjednodušeními. Vačkový hřídel je uložen pevně a program neumožňuje zadání tlaku plynu ve válci.



Obr. 5.1: Zdvihová závislost ventilu

5.1 Ověření funkčnosti výpočtu simulace

Než přistoupíme k simulaci rozvodového mechanismu, je třeba tento výpočet ověřit za pomoci jednoduchého modelu. Ten je zobrazen na obr. 5.2.



Obr. 5.2: Jednoduchý model

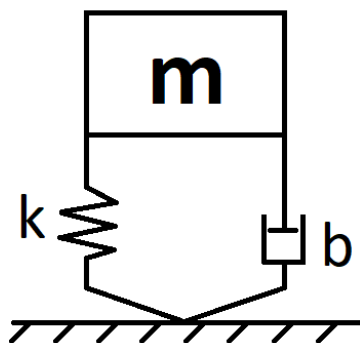
Na obrázku je jen pro kompletnost uvedena i spodní miska pružiny. Ta se ale výpočtu nezúčastní, protože se nepohybuje. Ventilové pružiny jsou řazeny paralelně, takže se jejich tuhosti sčítají. Výpočet bude probíhat tak, že hmotu v čase $t = 0$ vychýlíme z její rovnovážné polohy o 2 mm a vypočítáme průběh výchylky a vlastní frekvenci tohoto systému. Výčet parametrů jednotlivých komponent je znázorněn v tabulce 4 níže. U pružiny se nikdy neuvažuje celková hmotnost. V tomto výpočtu se tato nepřesnost objevuje. Ale na výsledek to nemá vliv, protože stejná hmotnost, tj. 130 g, byla použita u obou výpočtů.

	Hmotnost m [g]	Tuhost k [$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$]	Tlumení b [$\text{N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$]
Hrníčkové zdvihátko	31	-	-
Horní miska pružiny	16,9	-	-
Vnější ventilová pružina	30,5	33153,66	25
Vnitřní ventilová pružina	13,6	13044,40	25
Sací ventil	38	-	-
Suma Σ	130	46198,06	50

Tabulka 4: Vstupní hodnoty pro kontrolní výpočet

5.1.1 Analytický výpočet

Tento výpočet vychází z nejjednoduššího dynamického modelu soustavy. V soustavě je předpoklad, že považujeme všechny části rozvodu, vyjma pružiny, za dokonale tuhé. Tento systém má jeden stupeň volnosti. Vzorce zde použité vychází z přednášky předmětu kmitání mechanických soustav [38].



Obr. 5.3: Schéma dynamického modelu s 1° volností

Podle schématu byla sestavena základní pohybová rovnice.

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = 0 \quad 5.1$$

- kde: m redukovaná hmotnost systému [kg]
 \ddot{y} druhá derivace polohy (zrychlení) [m.s⁻²]
b součinitel tlumení [N.s.m⁻¹]
 \dot{y} první derivace polohy (rychlost) [m.s⁻¹]
k tuhost pružiny [N.m⁻¹]
y poloha [m]

Řešení této diferenciální rovnice druhého řádu se provede pomocí charakteristické rovnice.

$$y = Ce^{\lambda t} \quad 5.1$$

$$\dot{y} = \lambda Ce^{\lambda t} \quad 5.2$$

$$\ddot{y} = \lambda^2 Ce^{\lambda t} \quad 5.3$$

Po dosazení do základní pohybové rovnice a úpravě dostáváme následující kvadratickou rovnici

$$m\lambda^2 + b\lambda + k = 0 \quad 5.4$$

Řešením této kvadratické rovnice dostáváme kořeny

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b}{2m} \pm \frac{\sqrt{b^2 - 4mk}}{2} \quad 5.5$$

Po úpravě výrazu dostáváme kořeny ve tvaru

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b}{2m} \pm i\Omega \sqrt{1 - \left(\frac{b}{2\sqrt{km}}\right)^2} \quad 5.6$$

kde:

$$\delta = \frac{b}{2m} \quad 5.7$$

je součinitel tlumení [s⁻¹]

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 5.8$$

je vlastní úhlová frekvence netlumené soustavy [rad.s⁻¹],

$$\frac{b}{2\sqrt{km}} = \frac{b}{b_{CR}} = \zeta \quad 5.9$$

je poměrný útlum,

$$b_{CR} = 2\sqrt{km} \quad 5.10$$

představuje součinitel kritického tlumení a

$$\Omega_T = \Omega\sqrt{1 - \zeta^2} \quad 5.11$$

$$\Omega_T = \sqrt{\Omega^2 - \delta^2} \quad 5.12$$

je vlastní kruhová frekvence tlumené soustavy a z toho vzorce lze vypočítat vlastní frekvence pomocí

$$f_T = \frac{\Omega_T}{2\pi} \quad 5.13$$

Po dosazení všech výše zmíněných veličin dostáváme kořeny

$$\lambda_{1,2} = (-\zeta \pm i\sqrt{1 - \zeta^2})\Omega \quad 5.14$$

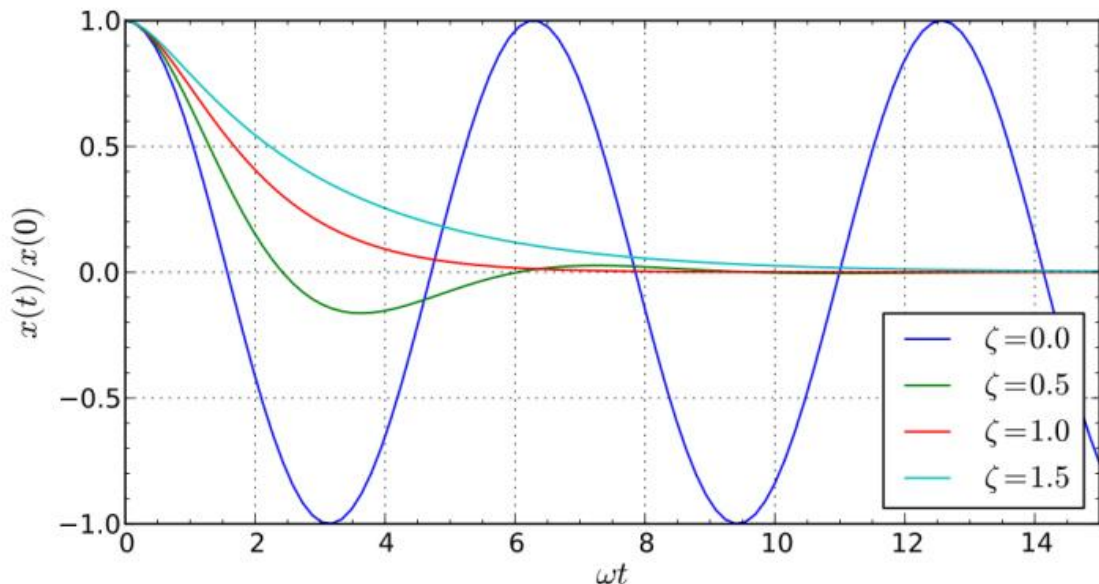
Zde reálná část kořenů reprezentuje tlumení a imaginární část vlastní kruhovou frekvenci.

Kořeny lze zapsat ještě dalším způsobem

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm i\sqrt{\Omega^2 - \delta^2} \quad 5.15$$

Rozlišujeme tři základní druhy tlumení:

- nadkritické tlumení $\zeta > 1$
- podkritické tlumení $\zeta < 1$
- kritické tlumení $\zeta = 1$



Obr. 5.4: Časový průběh výchylky v závislosti na velikosti poměrného útlumu [37]

V následující tabulce 5 jsou shrnuty řešení pohybové rovnice 5.1 v závislosti na velikosti poměrného útlumu ζ .

		Řešení pohybové rovnice	
Nadkritické tlumení	$\zeta > 1$	$y(t) = Ae^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\Omega t} + Be^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\Omega t}$	5.16
Podkritické tlumení	$\zeta < 1$	$y(t) = Ce^{-\zeta\Omega t} \sin(\sqrt{1 - \zeta^2}\Omega t + \varphi)$	5.17
Kritické tlumení	$\zeta = 1$	$y(t) = [A + Bt]e^{-\Omega t}$	5.18

Tabulka 5: Řešení pohybové rovnice

Nejprve podle vzorce 5.9 ověříme, o jaký druh tlumení se jedná. Lze předpokládat, že soustava kmitá s velikostí poměrného útlumu $\zeta < 1$, tj. podkritické tlumení. Na základě toho pak vybereme jedno ze tří řešení pohybové rovnice 5.1. Stanovíme součinitel tlumení (5.7) a poté vypočítáme vlastní kruhovou frekvenci netlumeného a tlumeného systému (5.8 a 5.12). Výsledek ze vzorce 5.12 dosadíme do dalšího vzorce 5.13 a vypočítáme vlastní frekvenci.

$$\zeta = \frac{b}{2\sqrt{km}} = \frac{50}{2\sqrt{46198,06 \cdot 0,099}} = 0,3226$$

$$\delta = \frac{b}{2m} = \frac{50}{2 \cdot 0,099} = 192,308 \text{ s}^{-1}$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{46198,06}{0,099}} = 596,129 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\Omega_T = \sqrt{\Omega^2 - \delta^2} = \sqrt{683,116^2 - 252,525^2} = 564,258 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$f_T = \frac{\Omega_T}{2\pi} = \frac{634,727}{2\pi} = \mathbf{89,8 \text{ Hz}}$$

Abychom mohli vypočítat časový průběh kmitání, potřebujeme znát integrační konstanty C a φ . Ty určíme pomocí počátečních podmínek v čase $t = 0$, $y(0) = 2 \text{ mm}$, $\dot{y}(0) = 0$. Rovnici 5.16 lze zapsat i pomocí součinitele tlumení δ . Pro stanovení počátečních podmínek ještě potřebujeme průběh zrychlení. Ten zajistíme derivací vzorce 5.19.

$$y(t) = Ce^{-\delta t} \sin(\Omega_T t + \varphi) \quad 5.19$$

$$\dot{y}(t) = Ce^{-\delta t} [\Omega_T \cos(\Omega_T t + \varphi) - \delta \sin(\Omega_T t + \varphi)] \quad 5.20$$

Po dosazení okrajových podmínek do rovnic 5.19 a 5.20 dostáváme vzorce pro výpočet integračních konstant C a φ .

$$C = \sqrt{y_0^2 + \frac{(y_0 + y_0 \cdot \delta)^2}{\Omega_T^2}} \quad 5.21$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{y_0 \cdot \Omega_T}{y_0 + y_0 \cdot \delta} \quad 5.22$$

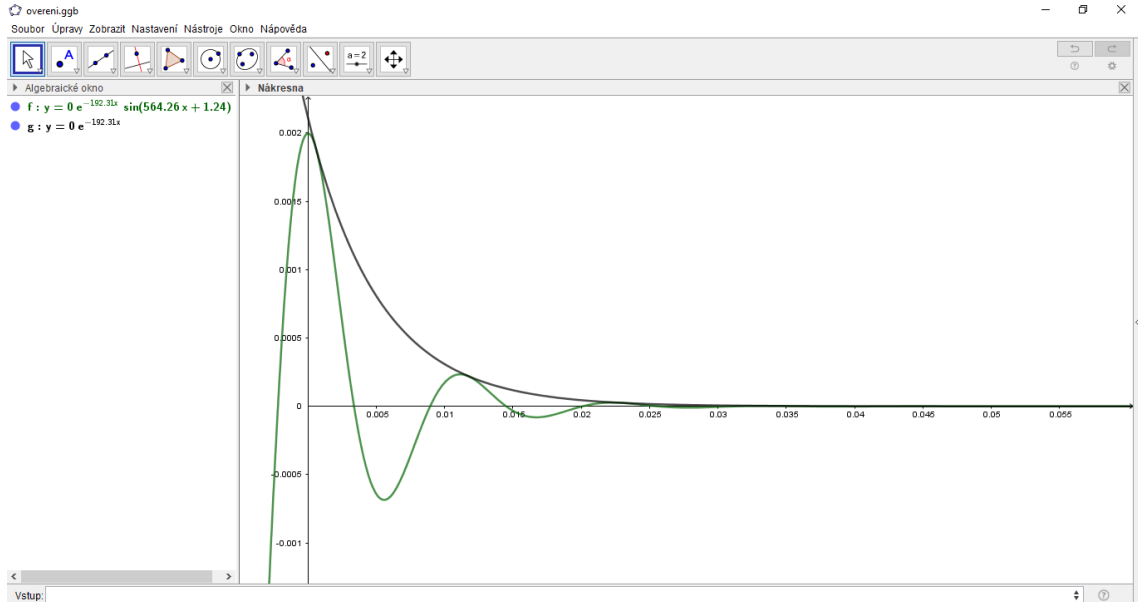
$$C = \sqrt{0,002^2 + \frac{(0 + 0,002 \cdot 252,525)^2}{634,727^2}} = 0,00211$$

$$\varphi = \text{arctg} \frac{0,002 \cdot 634,727}{0 + 0,002 \cdot 252,525} = 1,242 \text{ rad}$$

Předpis časového průběhu výchylky má pak tvar

$$y(t) = 0,00211 \cdot e^{-192,31 \cdot t} \sin(564,26 \cdot t + 1,242)$$

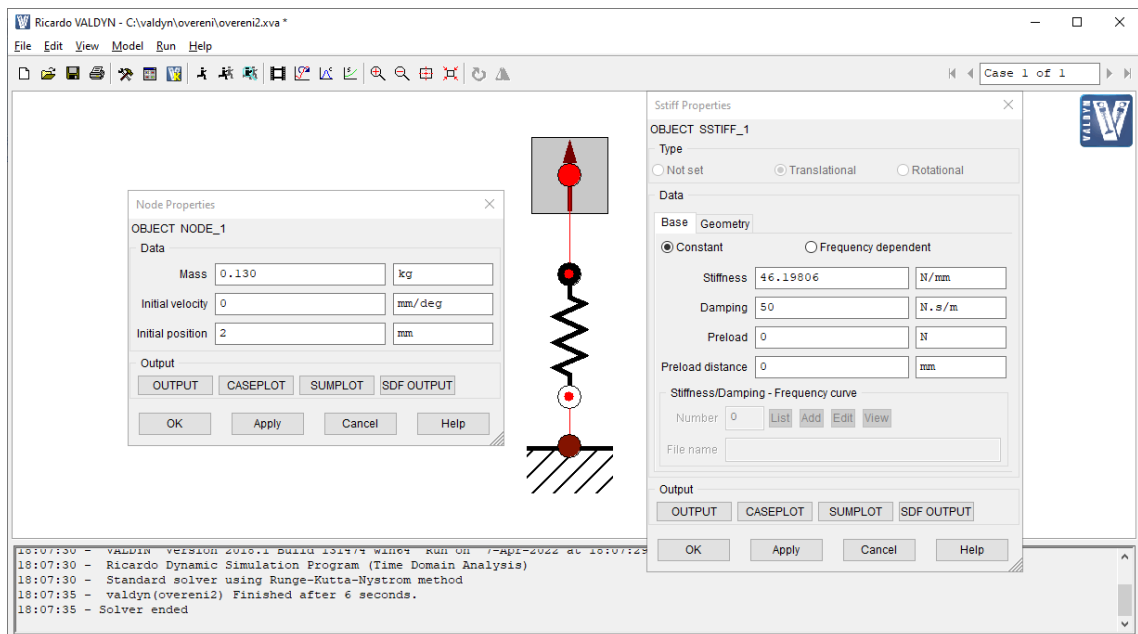
Tato rovnice poté byla zadána do programu GeoGebra (obr. 5.5), aby mohl být vypočtený časový průběh výchylky porovnan s výsledkem, který byl spočítán v softwaru Valdyn.



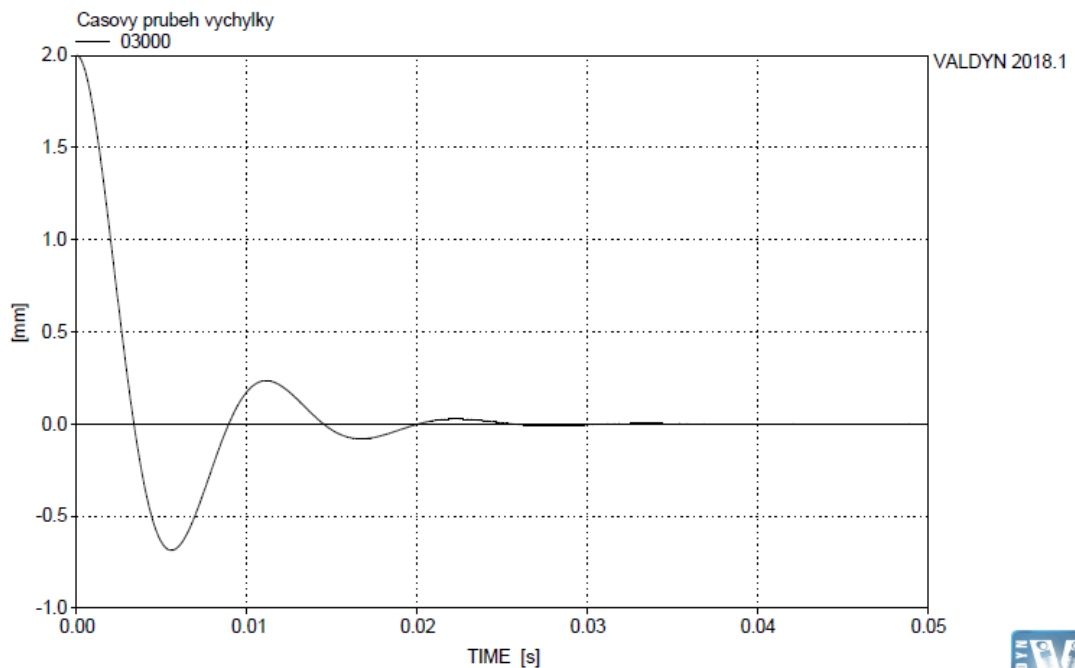
Obr. 5.5: Časový průběh výchylky

5.1.2 Simulační výpočet Valdyn

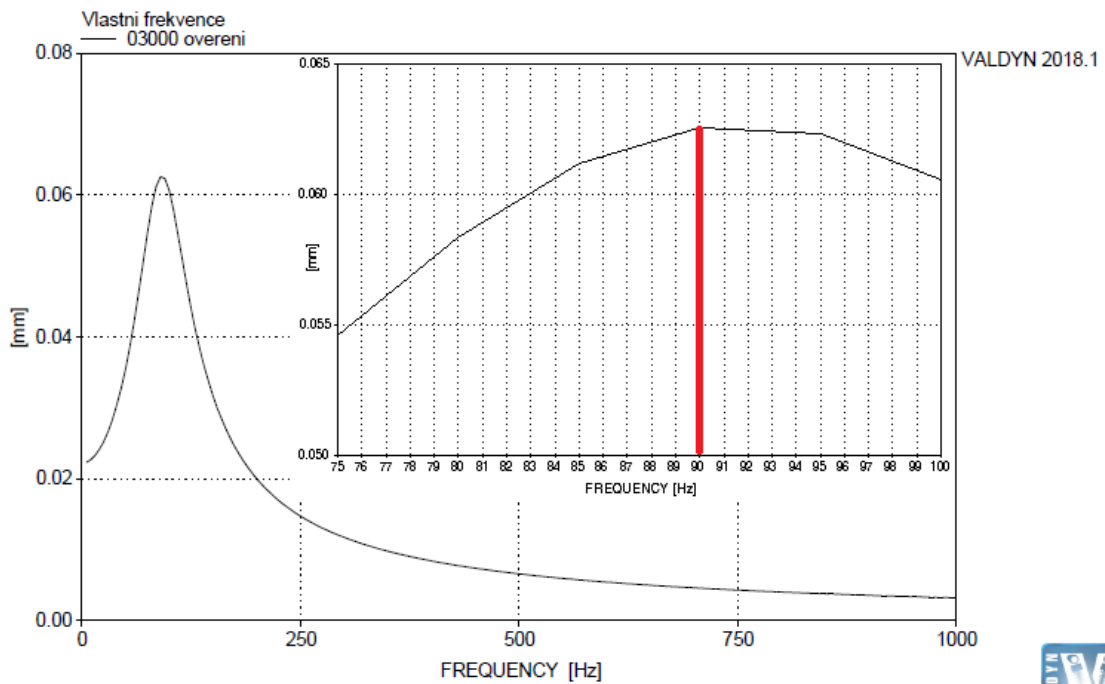
Stejný příklad byl vytvořen i v programu valdyn. Na obr. 5.6 je znázorněno simulační schéma s definicí tuhosti a tlumení pružiny a hmotnosti. Simulace byla následovně spuštěna pomocí tlačítka "Run Solver". Výsledky kmitání jsou na obr. 5.7 a 5.8.



Obr. 5.6: Definice simulačního schématu



Obr. 5.7: Časový průběh výchylky - valdyn



Obr. 5.8: Vlastní frekvence - Valdyn

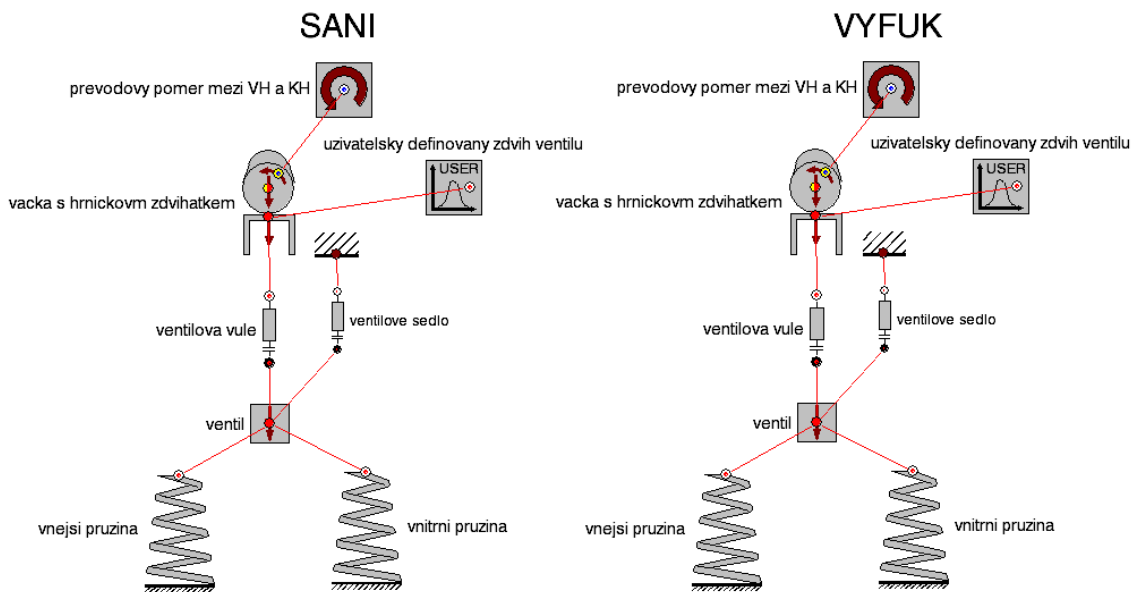
5.1.3 Porovnání výsledků

Po provedení analytického výpočtu kmitání byla spuštěna simulace, kde byl nadefinován totožný příklad. Přehled zadaných hodnot je znázorněn v tabulce 4. Při výpočtu vyšla vlastní frekvence 89,9 Hz. Graf, který vyšel v simulaci (obr. 5.8), byl následně zvětšen, aby mohla

být přesněji odečtena hodnota vlastní frekvence. Tato hodnota činí 90 Hz. Z analytického výpočtu byl vypočítán předpis funkce výchylky v závislosti na čase. Ten byl pak zadán do programu Geogebra, kde byl vykreslen (obr. 5.5). Při porovnání s grafem vzešlým ze simulace (obr. 5.7) bylo zjištěno, že jsou stejné. Takže je možno prohlásit, že simulační výpočet funguje správně a je tedy možné přistoupit k simulaci rozvodů DOHC.

5.2 Simulace kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem

Simulační výpočet kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem byl proveden podle následujícího schématu. Na obr. 5.9 je k jednotlivým elementům přiřazen popis. Popisky jsou bez diakritiky, protože Valdyn její použití neumožňuje.

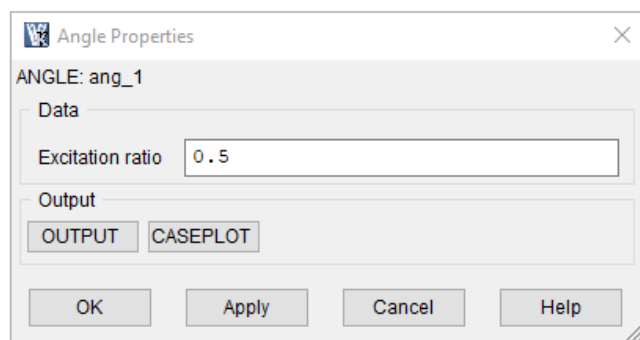


Obr. 5.9: Simulační schéma výpočtu kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem

Po vytvoření tohoto schématu bylo třeba doplnit výchozí hodnoty k jednotlivým elementům. Přehled jednotlivých vyplněných hodnot je popsán a ukázán postupně níže. Pro lepší přehlednost je u každé vyplněné tabulky uveden vedle i symbol daného elementu. Při zadávání bylo třeba dbát zvýšené pozornosti při zadávání desetinných čísel. V programu Valdyn se totiž jako desetinná čárka používá tečka. Tato chyba vede ke kolapsu simulace.

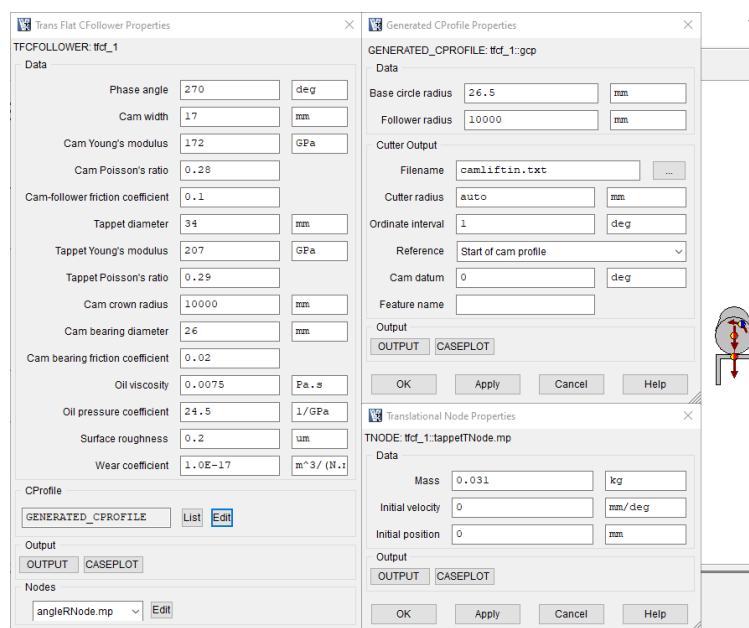
5.2.1 Definice jednotlivých elementů

První byl otevřen element s názvem "angle". Tento objekt slouží pro zadání převodového poměru mezi VH a KH. Tato hodnota činí 0,5 (obr. 5.10).



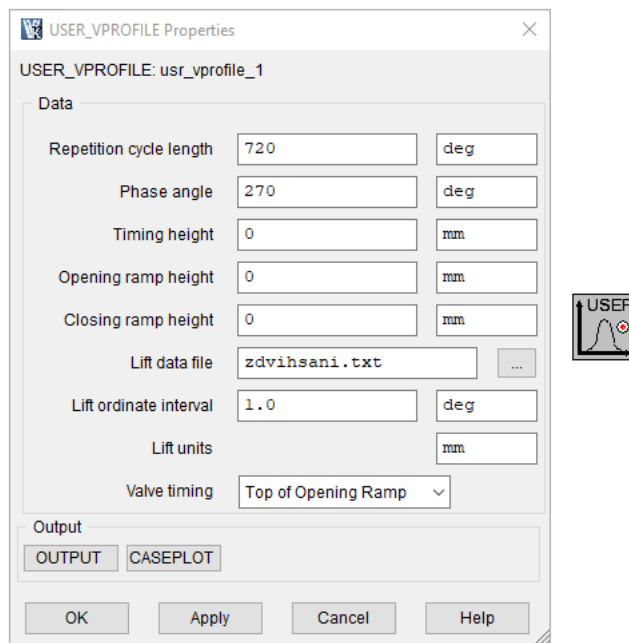
Obr. 5.10: Definice převodového poměru mezi VH a KH

Následuje vyplnění elementu "trans_flat_cfollower", který reprezentuje vačku s hrníčkovým zdvihátkem. Po rozkliknutí se objeví tabulka (obr. 5.11 vlevo), kde se vyplňují základní údaje o vačce a hrníčkovém zdvihátku. Na základě dostupné zdvihové závislosti byl zadán fázový úhel 270° v případě sací vačky a v případě výfukové vačky 66° (obr. 5.1). Rozměry vačky a průměr zdvihátka byly odečteny ze 3D modelu. Zbylé hodnoty byly ponechány výchozí, které nabízí program. Po hotové definici hodnot se klikne na tlačítko "Add", které se nachází v dolní části tabulky v sekci "CProfile". Zde se vyplňují další údaje o vačce (obr. 5.11 vpravo nahoře). "Follower radius" je zde 10000. Toto číslo je zvoleno úmyslně tak velké, protože program při této hodnotě považuje zdvihátko za ploché. Zdvih vačky sací vačky je programem vyexportován do textového souboru, který byl nazván camliftin. Průběh zdvihu výfukové vačky byl uložen do textového souboru camliftout. Tento soubor slouží nejen pro výrobu, ale také následně pro dynamickou analýzu. Nakonec byla doplněna hmotnost hrníčkového zdvihátka (obr. 5.11 vpravo dole). Ta byla odečtena z modelu po přiřazení materiálu. Hmotnost vačky zůstala nevyplněna, to má za následek, že elementu s nulovou hmotností jsou odebrány dva stupně volnosti. Může teda konat pouze rotační pohyb a je uložen pevně.



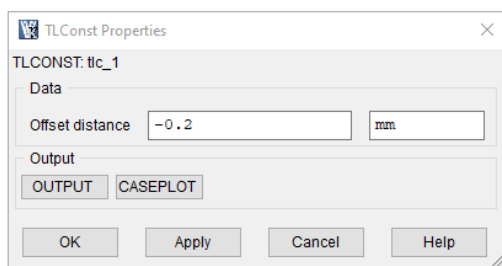
Obr. 5.11: Definice vačky s hrníčkovým zdvihátkem

Předpis zdvihu ventilu se zadává v elementu "user_vprofile" (obr. 5.12). Zde se nahraje předem vytvořený externí soubor ve formátu txt, který obsahuje úhel natočení KH v závislosti na zdvihu ventilu. Tyto data jsou uspořádána do dvou sloupců, v levém je uveden úhel a v pravém zdvih. Nebo postačí pouze zdvih a program si úhel doplní podle kroku zadaného do kolonky "Lift ordinate interval". Zbylé hodnoty jsou nastaveny na 0, protože jsou již zahrnuty v textovém souboru.

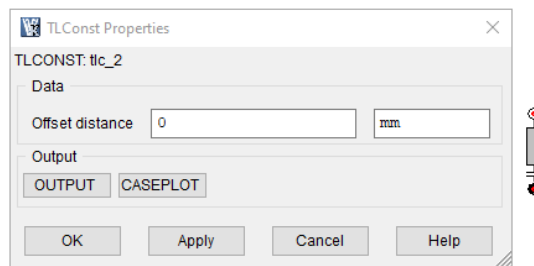


Obr. 5.12: Definice zdvihu sacího ventilu

Ventilová vůle a ventilové sedlo se definuje pomocí stejného elementu "tlconst". Ventilová vůle byla nastavena na hodnotu -0,2 (obr. 5.13). Znaménko mínus značí vůli. Hodnota u ventilového sedla zůstává 0 (obr. 5.14) a tento element je dále napojen na element "ground", takže ventilové sedlo má nula stupňů volnosti.

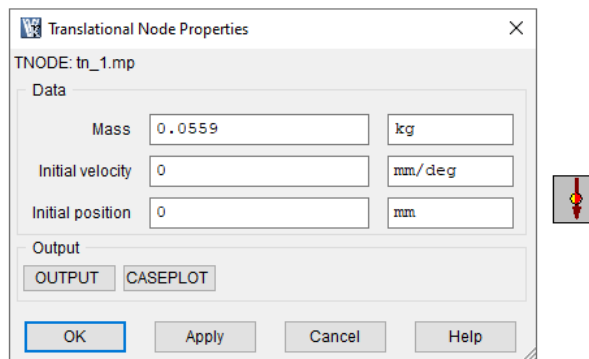


Obr. 5.13: Definice ventilové vůle



Obr. 5.14: Definice ventilového sedla

Element "tnodec reprezentuje ventil. Zadává se zde hmotnost sestavy ventilu (obr. 5.15). V této hmotnosti je zahrnuta hmotnost ventilu, klímků a opěrné misky ventilové pružiny. Všechny tyto hmotnosti byly také odečteny z 3D modelu. Sestava sacího ventilu má hmotnost 55,9 g a sestava výfukového ventilu má hmotnost o 8g nižší, tj. 47,9 g.

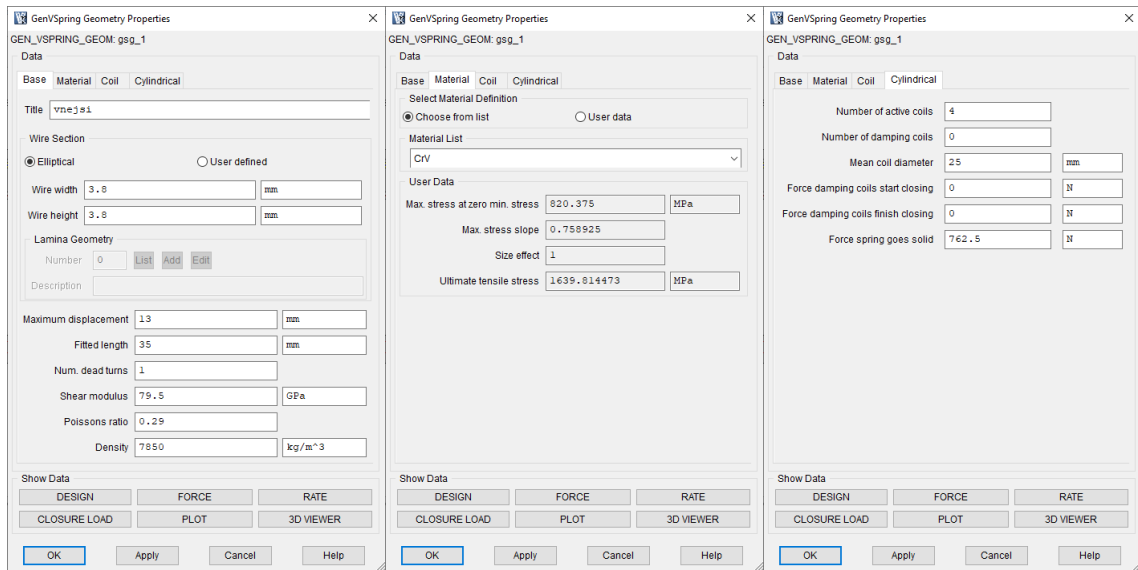


Obr. 5.15: Definice ventilu

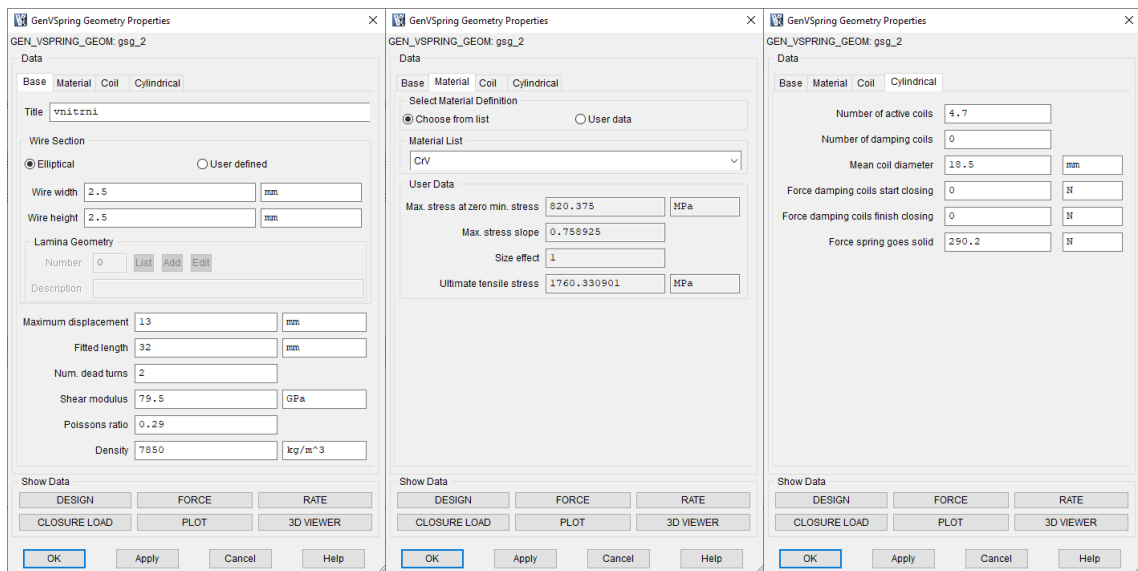
Posledním nevyplněným elementem je "gen_vspring". V simulaci představuje ventilovou pružinu. U tohoto rozvodu byly použity celkem dvě soustředné pružiny na jeden ventil. Tyto pružiny jsou stejné pro sací a výfukový ventil. Zadávané hodnoty vycházely z následujících parametrů pružiny, které jsou uvedeny v tabulce 6. Na následujícím obr. 5.16 a 5.17 jsou vyobrazeny tabulky s definicí vnější a vnitřní ventilové pružiny. Jsou zde ukázány pouze karty "Base", "Material" a "Cylindrical". Karta "Coil" zobrazena není, protože ji vyplňuje program a nic se do ní nezadá. Počet nečinných závitů byl zvolen na základě zkoušky tak, aby volná délka pružiny ("Show Data - Design") odpovídala tabulkové hodnotě.

	Vnější pružina	Vnitřní pružina
Počet činných závitů [-]	4	4,7
Průměr drátu [mm]	3,8	2,5
Střední průměr závitu [mm]	25	18,5
Modul pružnosti G [MPa]	79 500	79 500
Volná délka pružiny [mm]	42	39
Stlačení pružiny [mm]	20	20
Vnější průměr pružiny [mm]	28,8	21
Vnitřní průměr pružiny [mm]	21,2	16
Síla pružiny pro dané stlačení [N]	663,0732	260,8880
Napětí v drátu pružiny [MPa]	944,6244	944,1359
Vůle mezi závity pro dané stlačení [mm]	0,75	1,010638
Tuhost pružiny [N/mm]	33,15366	13,0444

Tabulka 6: Parametry vnější a vnitřní pružiny



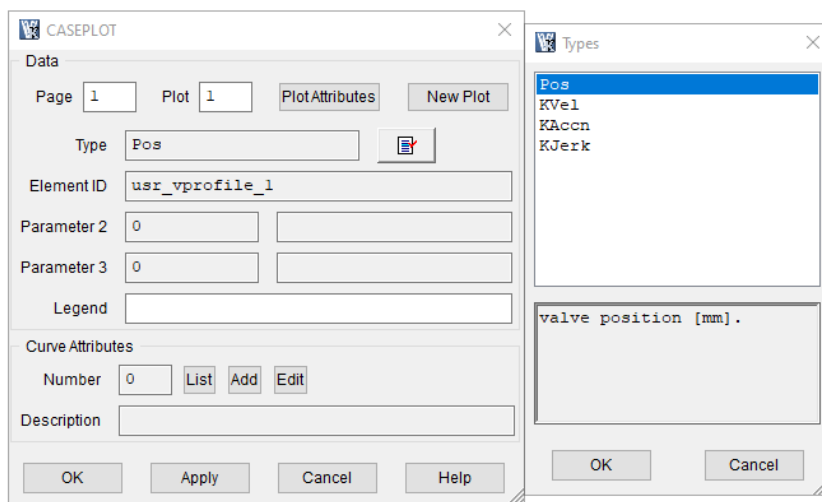
Obr. 5.16: Definice vnější ventilové pružiny



Obr. 5.17: Definice vnitřní ventilové pružiny

5.2.2 Vybrání vykreslovaných grafů

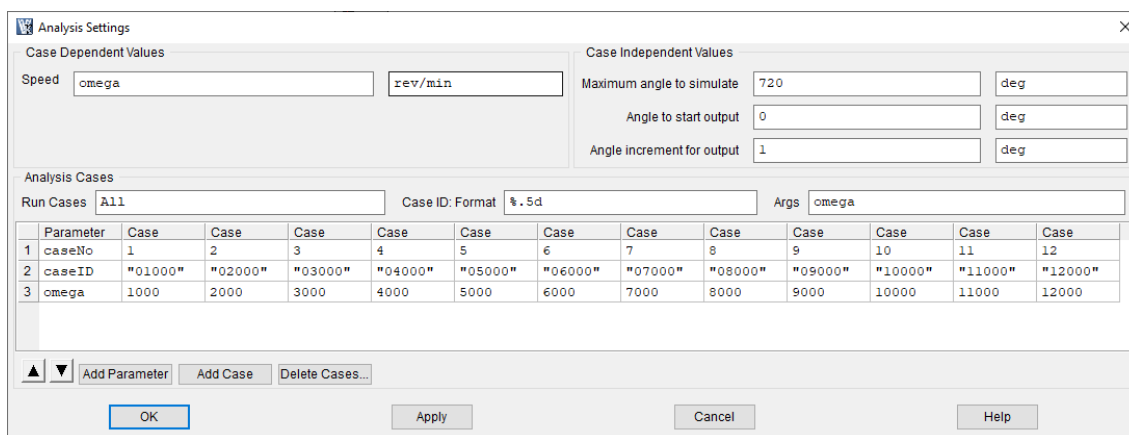
Před spuštěním výpočtu simulace je nutné si předem vybrat grafy, které mají být vykresleny. To se provede rozkliknutím vybrané komponenty a kliknutím na tlačítko "Caseplot". V záhlaví je možno definovat na jaké stránce a pozici má být daný graf zobrazen. Poté se zde vybere v kolonce "Type" druh grafu, který chceme vykreslit. Pro ukázkou je na obr. 5.18 znázorněno vykreslení grafu zdvihu ventilu. Přehled jednotlivých vybraných grafů je možno zobrazit kliknutím v menu na "Model" a "Caseplots...". Zde je možné i jednotlivé grafy upravovat, přidávat nebo mazat. Tento postup je stejný i pro další simulace.



Obr. 5.18: Vykreslení grafu zdvihu ventilu

5.2.3 Nastavení simulace

Nastavení simulace kinematiky rozvodového mechanismu nenabízí mnoho možností. Vypisují se zde otáčky motoru, pro které chceme simulaci počítat. Díky elementu "angle" (obr. 5.10), který byl definován výše, se otáčky motoru (KH) přepočítají na otáčky vačkového hřídele. Déle se zde nastavuje délka simulace. V tomto případě byly zvoleny dvě otáčky motoru, tj. 720°. Tak dlouho právě trvá jeden pracovní cyklus čtyřdobého motoru. Poslední možností je nastavení počátečního úhlu a kroku vykreslování grafů. Popsaná tabulka je na obr. 5.19.



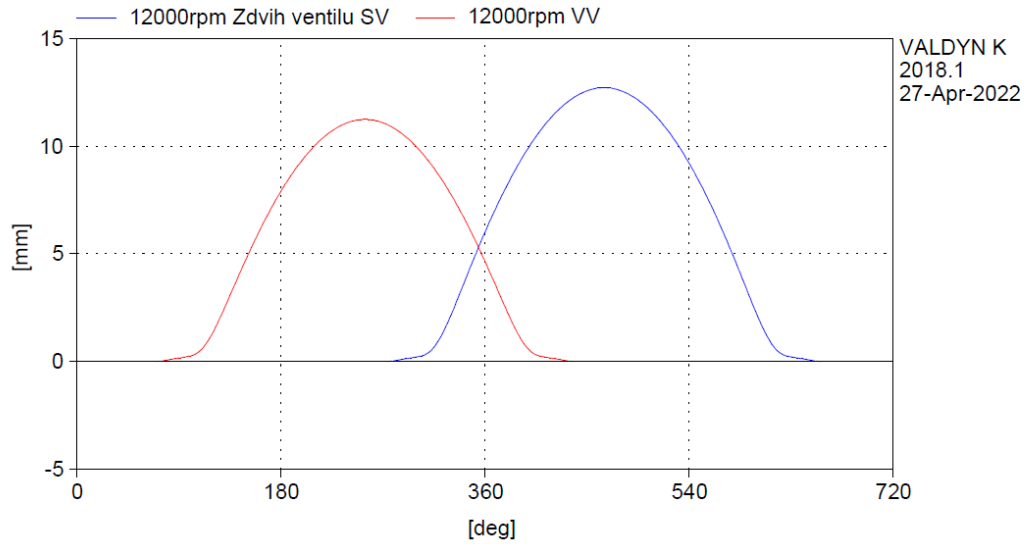
Obr. 5.19: Nastavení simulace kinematiky

Po hotové definici všech elementů a nastavení simulace byl tlačítkem "Run Solver" spuštěn výpočet.

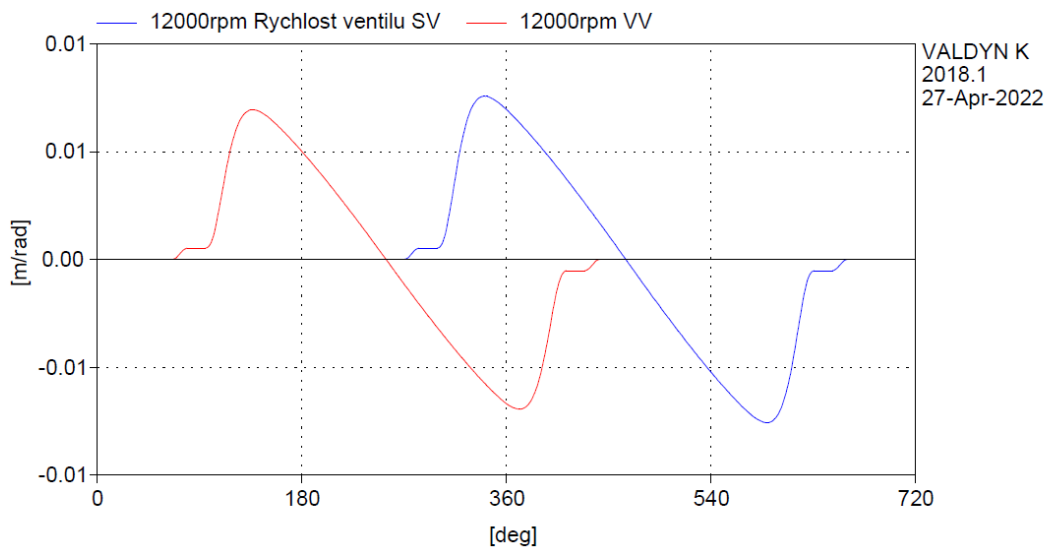
5.2.4 Výsledky

Zde jsou prezentovány výsledky základních kinematických veličin ventilu (poloha, rychlost a zrychlení) při maximálních otáčkách 12000 ot.min⁻¹ (graf 1 až 3). Déle jsou zde uvedeny grafy průběh sil v pružinách, síla působící na ventilové sedlo, kontaktní síla a napětí mezi vačkou a zdvihátkem (graf 4 až 7). Výsledky byly počítány pro 1000 až 12000 ot.min⁻¹ s krokem 1000 ot.min⁻¹. V grafech je modrou barvou znázorněny veličina vztahující se k sacímu

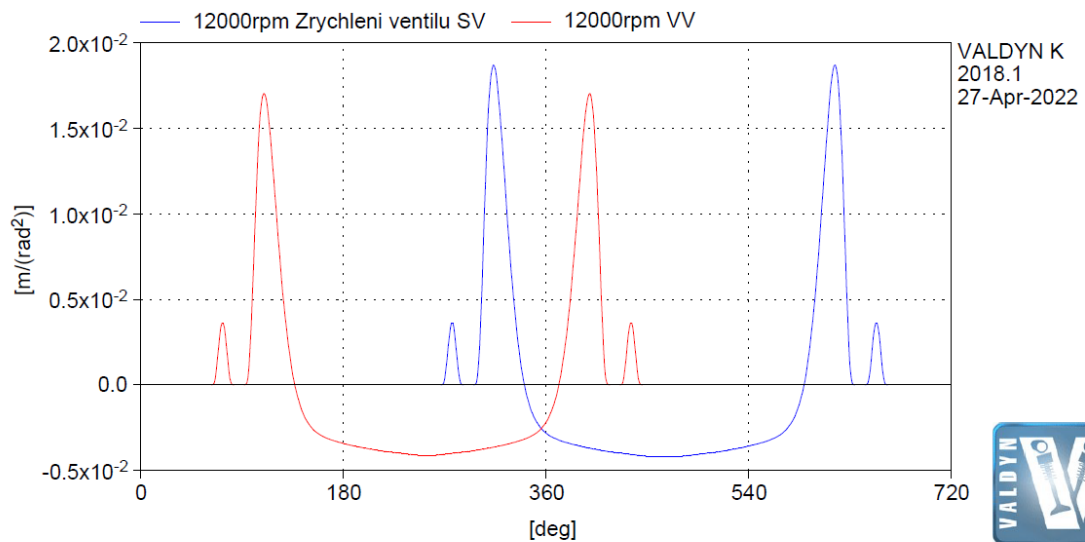
ventilu (SV) a červenou barvou zase k výfukovému ventilu (VV). Výsledky pro zbylé otáčky jsou uvedeny v příloze 1 a 2. Jelikož všechny grafy, až na kontaktní sílu mezi vačkou a vahadlem, jsou nezávislé na otáčkách KH, tak v příloze je uvedena pouze kontaktní síla.



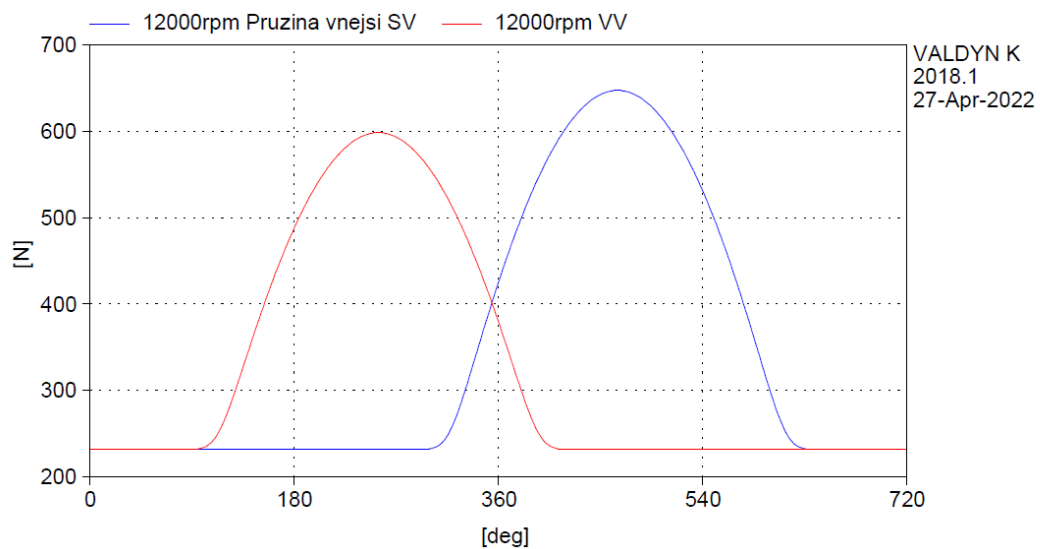
Graf 1: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



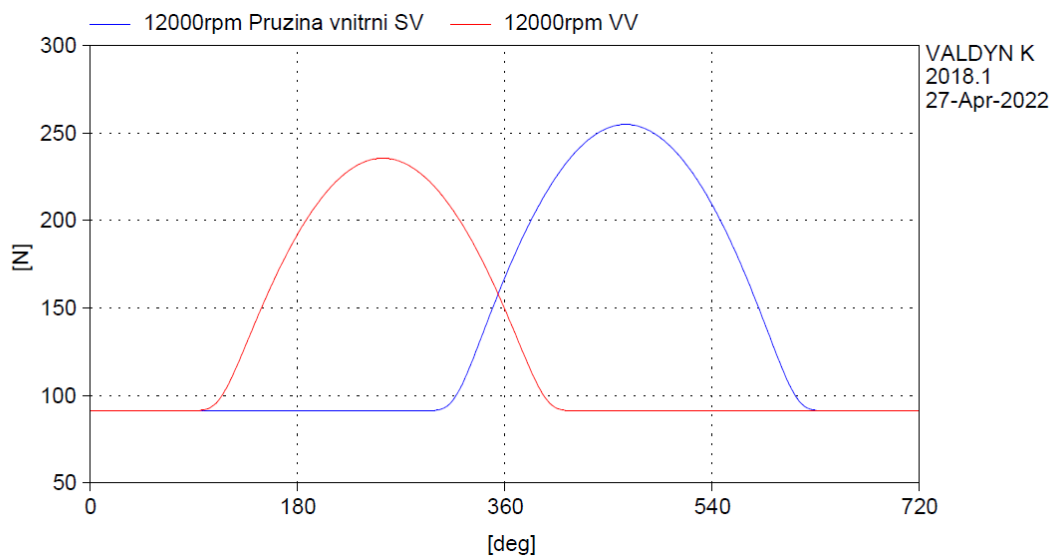
Graf 2: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



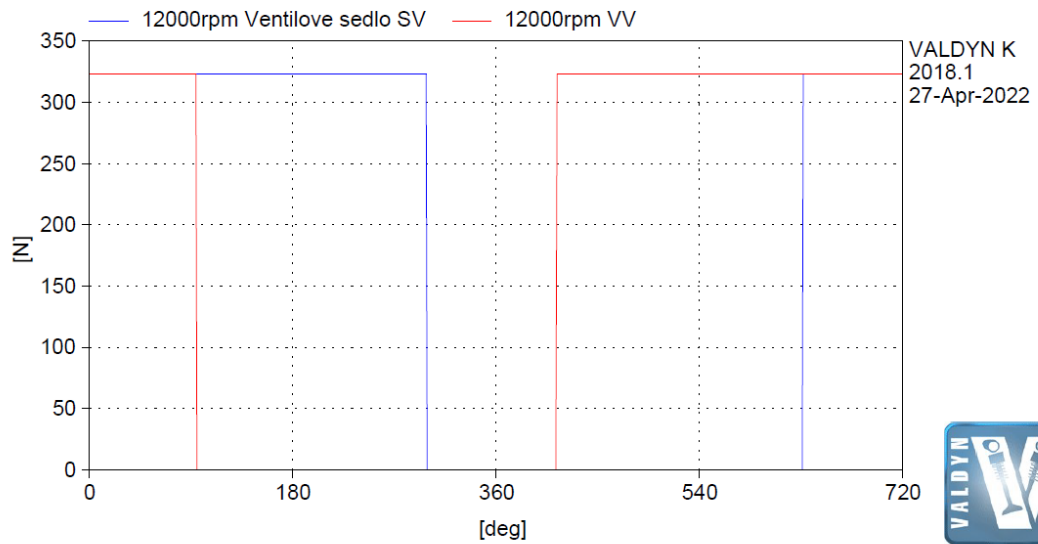
Graf 3: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



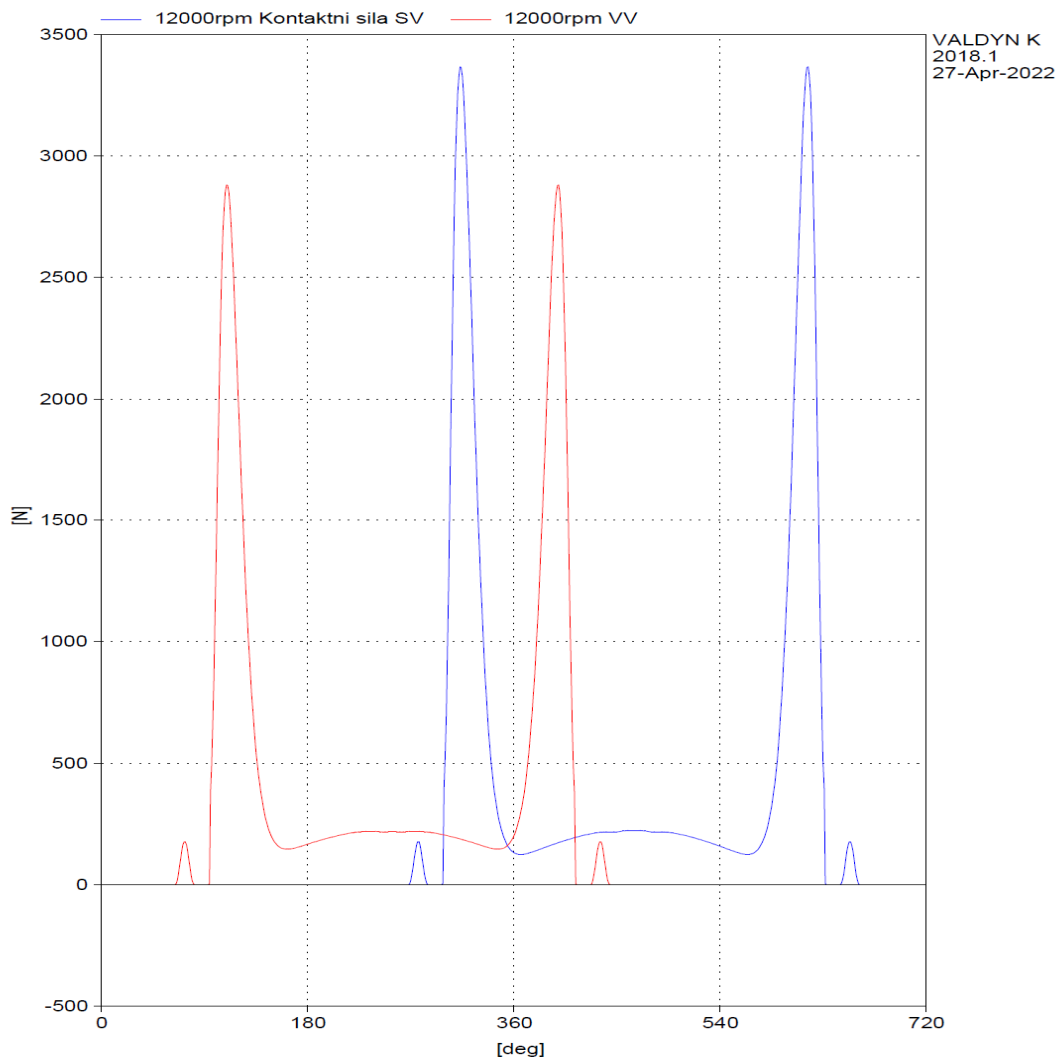
Graf 4: Síla působící na vnější pružinu pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 5: Síla působící na vnitřní pružinu pro 12000 ot.min⁻¹



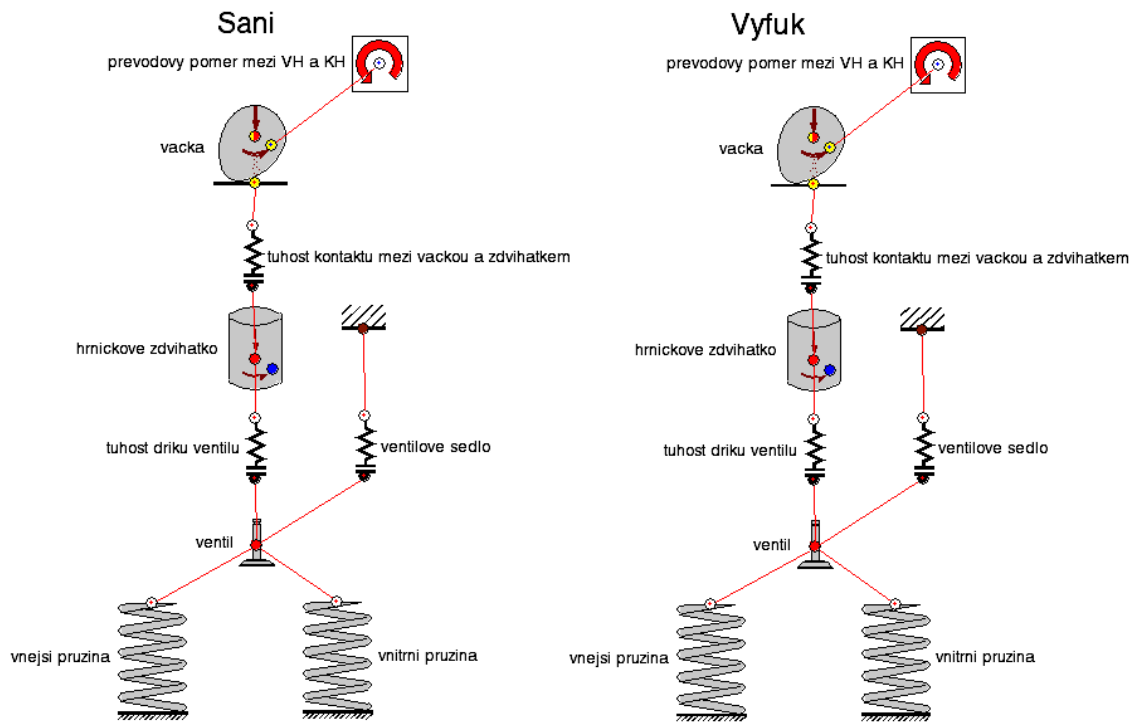
Graf 6: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 7: Kontaktní síla mezi vačkou a zdvihátkem pro 12000 ot.min⁻¹

5.3 Simulace dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem

Simulace dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem byl proveden podle následujícího schématu (obr. 5.20).

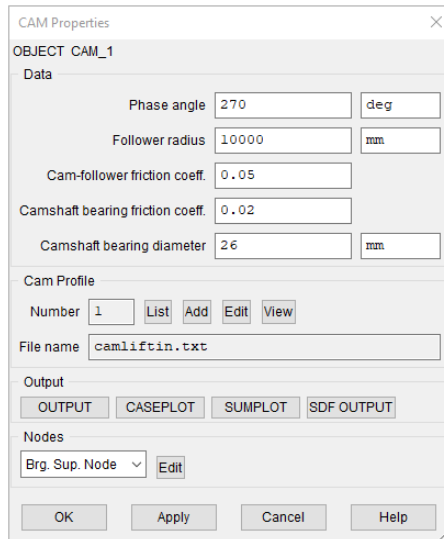


Obr. 5.20: Simulační schéma výpočtu dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem

5.3.1 Definice jednotlivých elementů

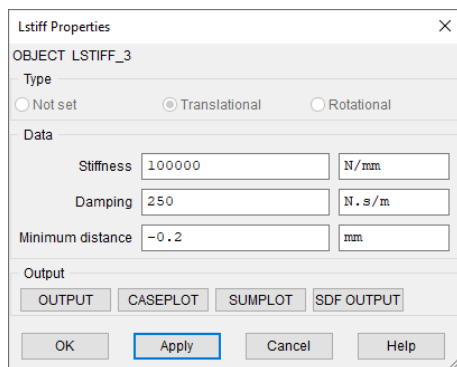
Element "angle" reprezentuje převodový poměr mezi VH a KH. Vyplnění toho elementu už bylo dříve vysvětleno v kapitole 5.2.1 na obr. 5.10.

Na tento element dále navazuje element "cam", který představuje vačku. Definice základních parametrů je uvedena na obr. 5.21. Fázový úhel byl u sací vačky zvolen 270° a u výfukové vačky 66° (obr. 5.1). Tyto hodnoty vyplývají z dostupné zdvihové závislosti. Stejně jako v případě simulace kinematiky je i zde "Follower radius" vyplněn hodnotou 10000. Program pak považuje hrníčkové zdvihátko za ploché. Třecí koeficienty byly zvoleny na základě tutoriálu, který Valdyn nabízí. V prostřední části tabulky v sekci "Cam Profile" je vybrán textový soubor, který byl vytvořen při výpočtu kinematiky. Tento soubor obsahuje zdvih vačky.

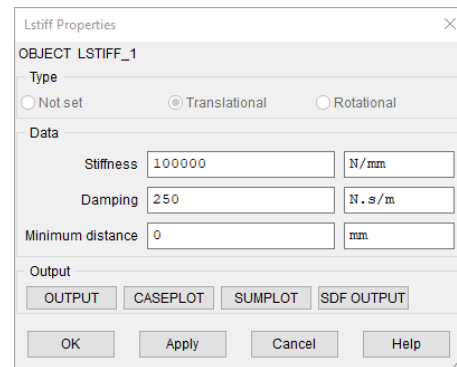


Obr. 5.21: Definice vačky

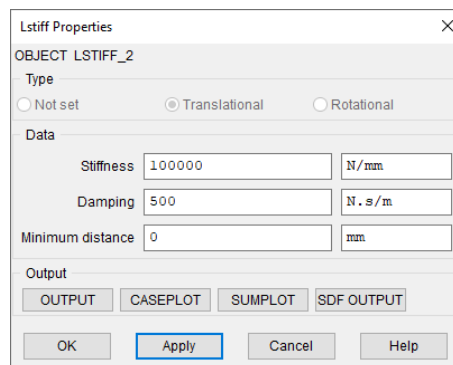
Dále následuje definice kontaktu mezi vačkou a hrníčkovým zdvihátkem. Ten je proveden pomocí elementu "lstiff" (obr. 5.23). Zadává se zde tuhost a tlumení. Tyto hodnoty byly, jako výše zmíněné třecí koeficienty, zvoleny na základě doporučení v tutoriálu. Výraz -0,2 reprezentuje ventilovou vůli. Pomocí stejného elementu je rovněž definována tuhost dřívku ventilu (obr. 5.22) a ventilové sedlo (obr. 5.24). Velikosti hodnot tuhosti a tlumení byly zvoleny podle manuálu programu Valdyn.



Obr. 5.23: Definice kontaktu vačky a zdvihátka

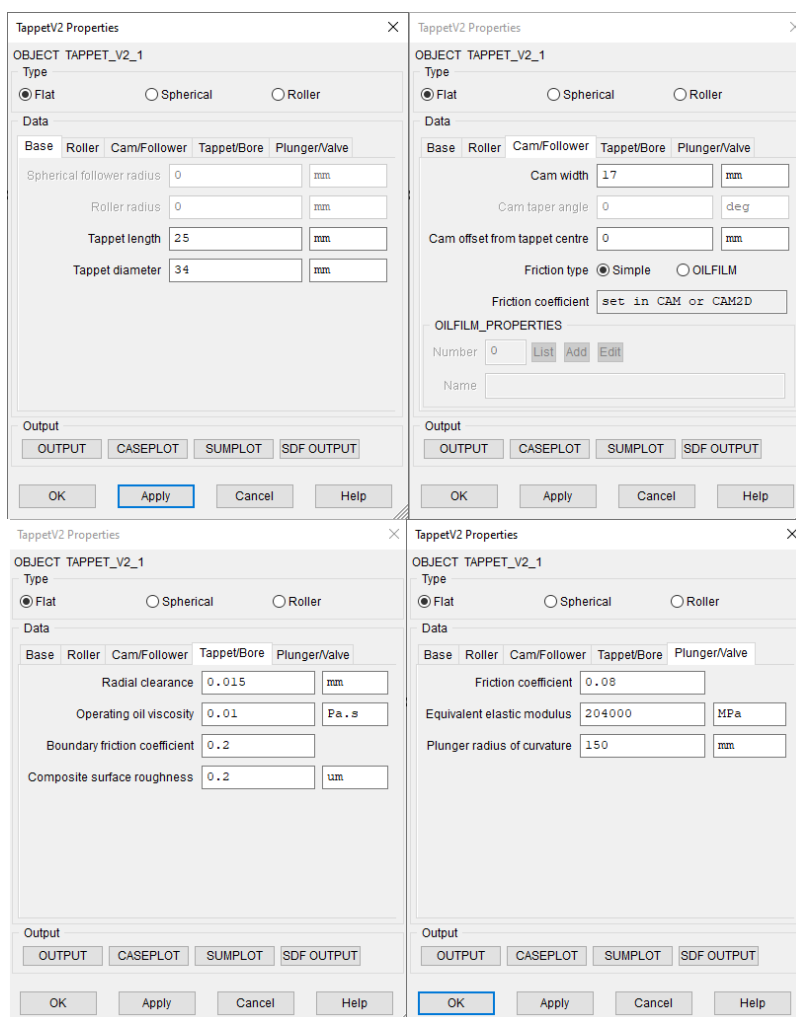


Obr. 5.22: Definice tuhosti



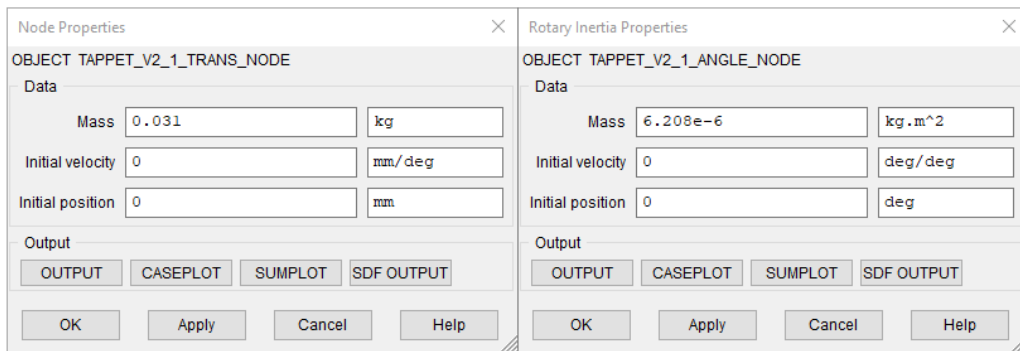
Obr. 5.24: Definice ventilového sedla

Element "tappet_v2" reprezentuje hrníčkové zdvihátko. Jeho definice je znázorněna na obr. 5.25. V záhlaví tabulky se volí druh zdvihátka. V tomto konkrétním případě se jedná o ploché zdvihátko, tj. "Flat". Na kartě "Base" se zadávají dva základní rozměry zdvihátka, průměr a výška. Tyto rozměry byly odečteny ze 3D modelu. Další záložka "Roller" se nevyplňuje, protože nebyl zvolen tento druh zdvihátka. Záložka "Cam/Follower" v sobě obsahuje šířku vačky, její posunutí vůči středu zdvihátka a druh mazání. Záložka "Oil/Film Properties" obsahuje počet a jméno olejových vrstev. V posledních dvou záložkách byly ponechány výchozí hodnoty z manuálu.



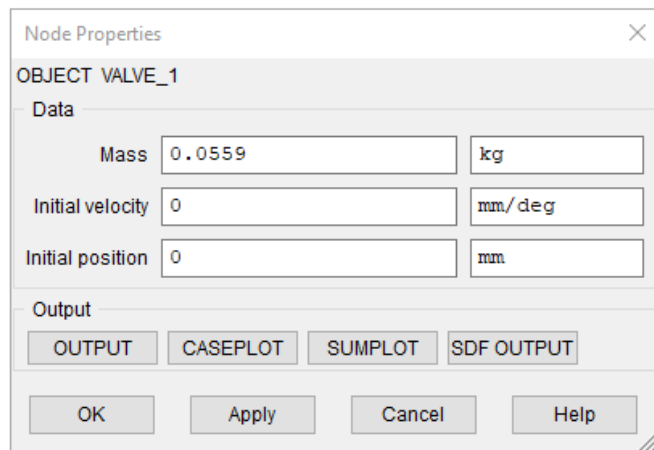
Obr. 5.25: Definice hrníčkového zdvihátka

Zbývá vyplnit hmotnost a moment setrvačnosti hrníčkového zdvihátka (obr. 5.26). Tyto hodnoty byly zjištěny ze 3D modelu v programu Creo Parametric 4.0.



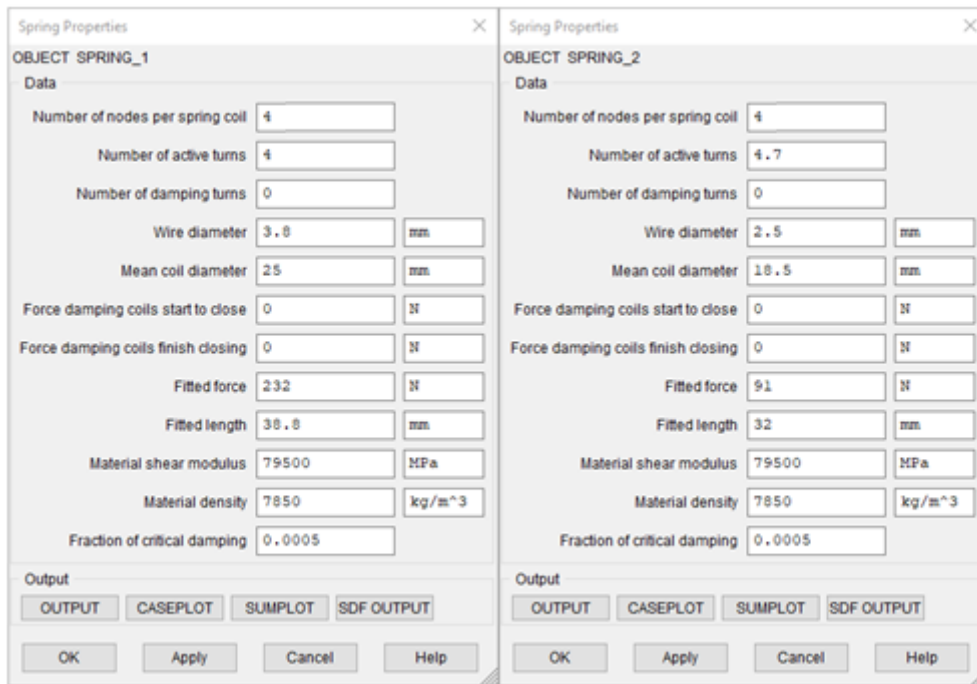
Obr. 5.26: Definice hmotových charakteristik zdvihátka

U elementu "valve" se vyplňuje hmotnost ventilu (obr. 5.27). Ta v sobě zahrnuje hmotnosti ventilu, horní misky pružiny a ventilových klínek. Hmotnost sestavy sacího ventilu činí 55,9 g a výfukového ventilu 47,9 g.



Obr. 5.27: Definice ventilu

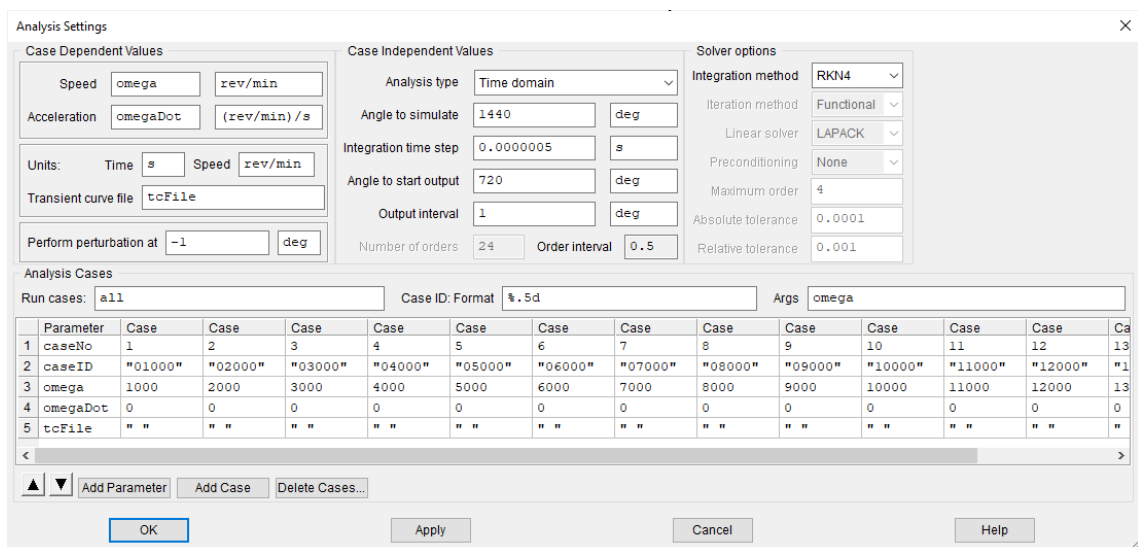
Poslední element "spring", který je třeba definovat, reprezentuje ventilovou pružinu. Tento rozvod obsahuje celkem dvě ventilové pružiny. Jejich definice je zobrazena na obr. 5.28. Zadávat se zde základní rozměry pružiny, síla v zamontovaném stavu a materiálové vlastnosti. Tyto hodnoty byly jí dříve uvedeny v tabulce 6 v kapitole 5.2.1. Počet uzlů na jeden závit pružiny valdyn doporučuje zadat hodnotu 10 v případě, že je použita jen jedna pružina na ventil. V případě, že jsou použity dvě ventilové pružiny na ventil, tak program doporučuje zadat hodnotu 4. To je i tento případ.



Obr. 5.28: Definice ventilových pružin

5.3.2 Nastavení simulace

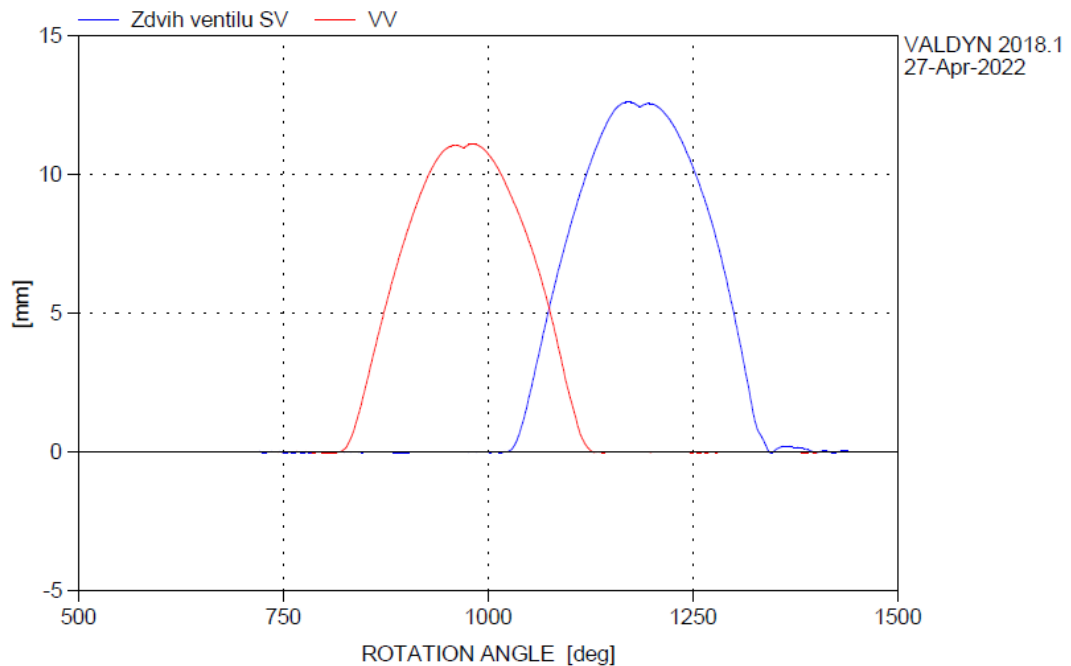
Nastavení simulace dynamiky rozvodového mechanismu nabízí vícero možností než nastavení simulace kinematiky. Simulace probíhá pro čtyři otáčky motoru, tj. 1440° . Aby došlo k projevení setrvačných účinků součástí rozvodu, jsou výsledky vykreslovány až od třetí otáčky motoru, tj. od 720° . Výsledky jsou vykreslovány s krokem 1° . Integrovaný časový krok byl zvolen $0,0000005$. Při nižší hodnotě program zobrazoval varování, že výsledky zrychlení mohou být nepřesné. Výpočet probíhá pomocí Runge-Kuttovy integrační metody čtvrtého řádu. Na rozdíl od simulace kinematiky rozvodu je zde počítáno 14 úrovní otáček, od 1000 do 14000 ot.min^{-1} . Popisovaná tabulka je na obr. 5.29. Stejné nastavení simulace je aplikováno i pro případ rozvodu DOHC s vahadlem. Následně byla spuštěna simulace tlačítkem "Run Solver".



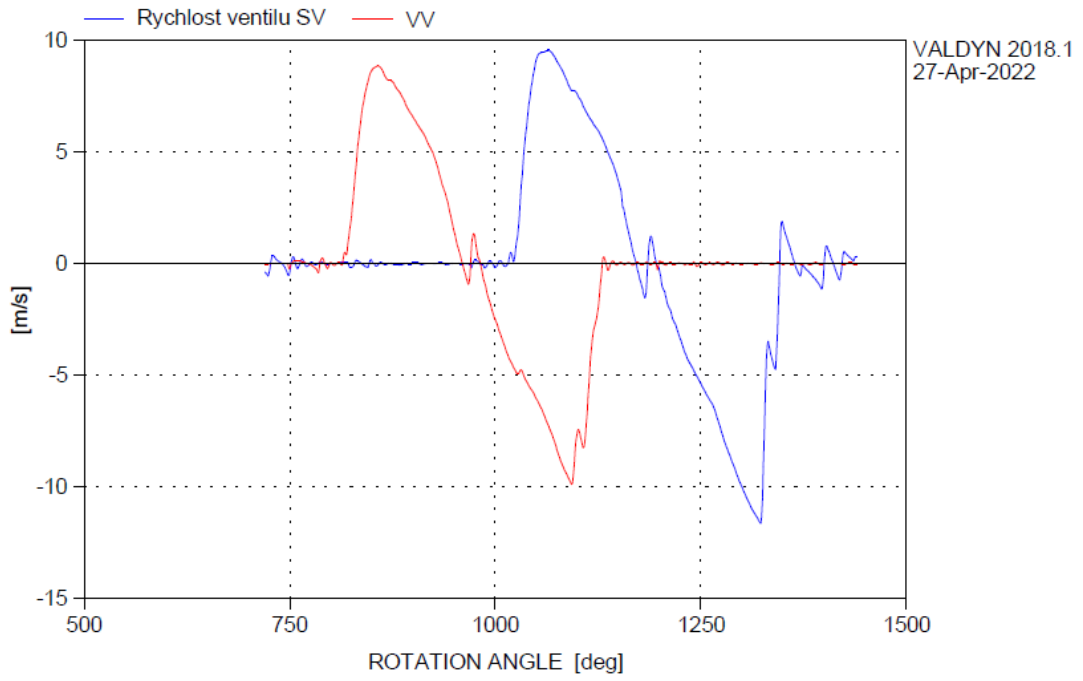
Obr. 5.29: Nastavení simulace dynamiky

5.3.3 Výsledky

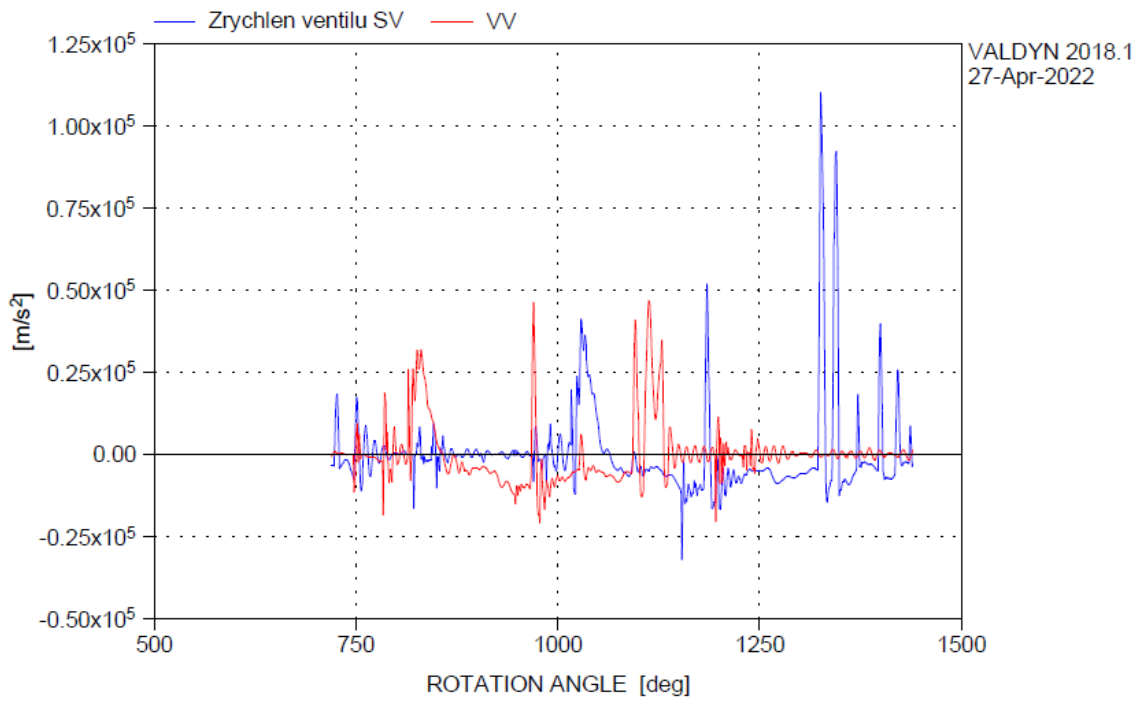
V této kapitole jsou zobrazeny grafy základních kinematických veličin ventilu (poloha, rychlost a zrychlení) při maximálních otáčkách motoru, tj. $12000 \text{ ot.min}^{-1}$ (graf 8 až 10). Jsou zde uvedeny, aby byl vidět zjevný vliv setrvačných sil působících na rozvod a bylo možné tento rozvod porovnat. Další graf 11 zobrazuje sílu působící na ventilové sedlo. Poté následují grafy 12 a 13, které zobrazují průměrnou hodnotu veličiny v rozsahu všech otáček KH. I zde jsou výsledky barevně odlišeny. Červená barva náleží k výfukovému ventilu a modrá k sacímu ventilu.



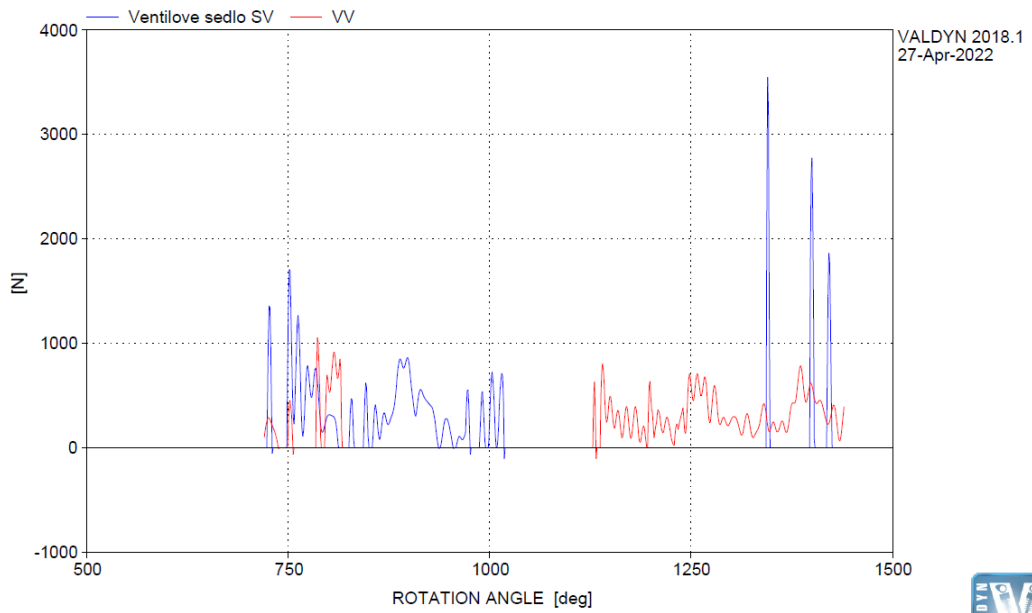
Graf 8: Zdvih ventilu pro $12000 \text{ ot.min}^{-1}$



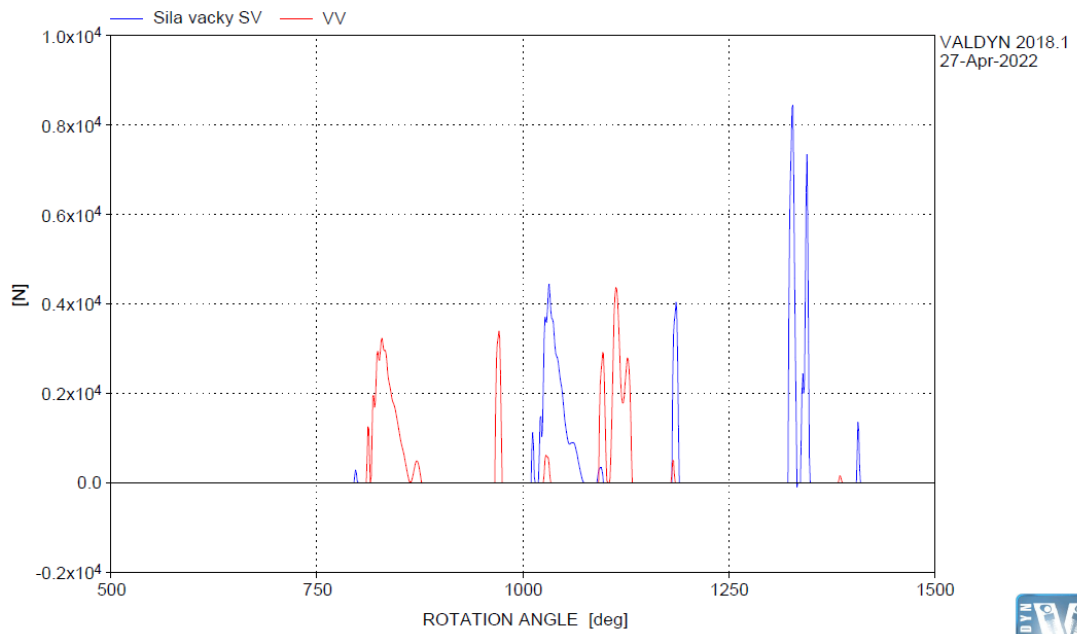
Graf 9: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



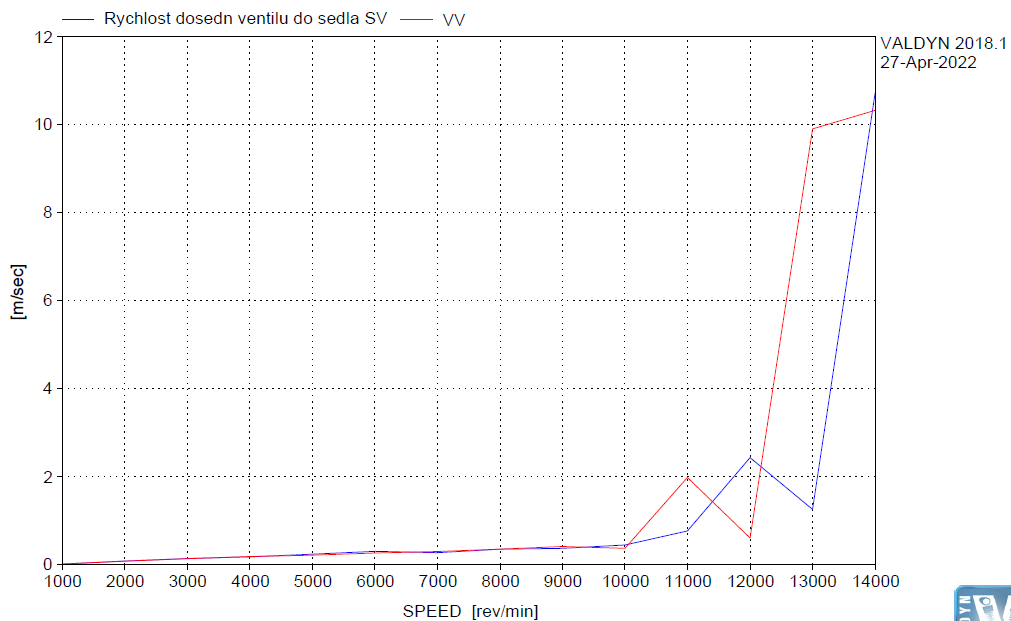
Graf 10: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



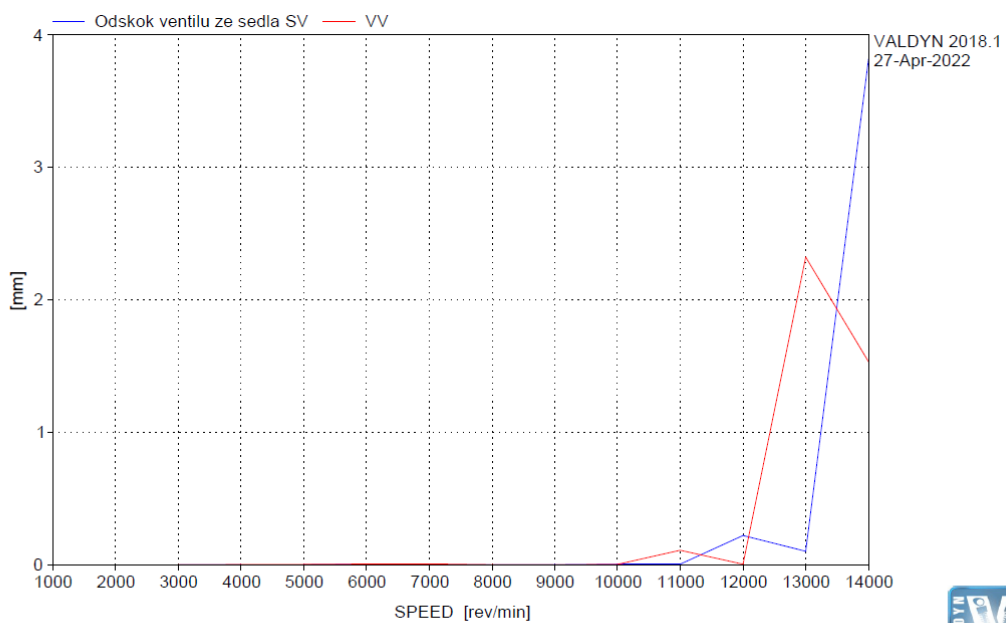
Graf 11: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min⁻¹



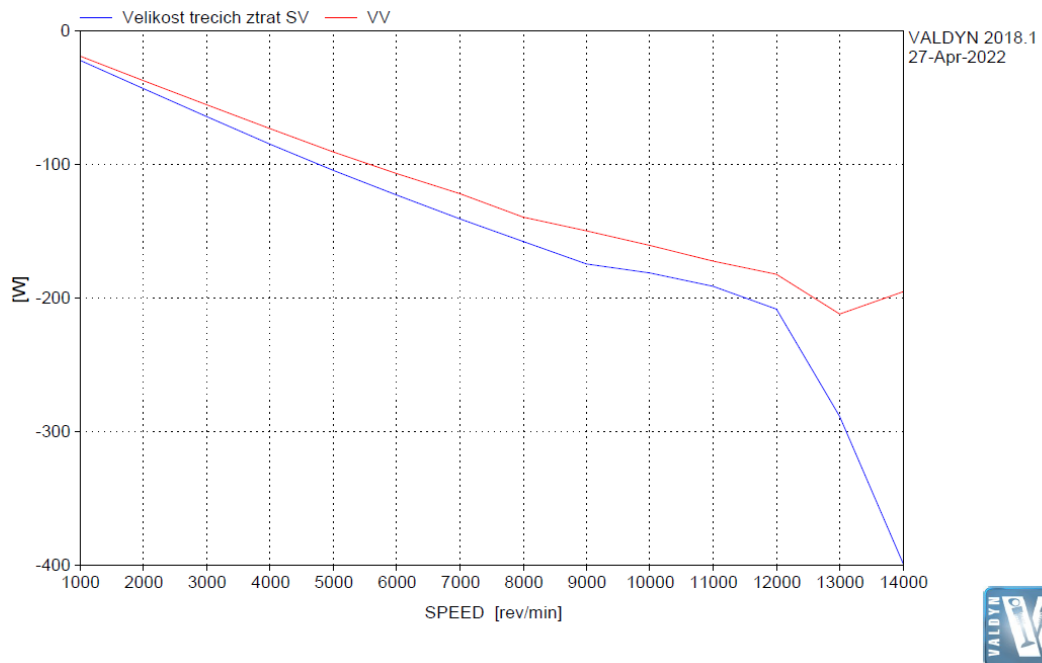
Graf 12: Síla mezi vačkou a zdvihátkem pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 13: Rychlost dosedání ventilu do sedla



Graf 14: Odskok ventilu ze sedla

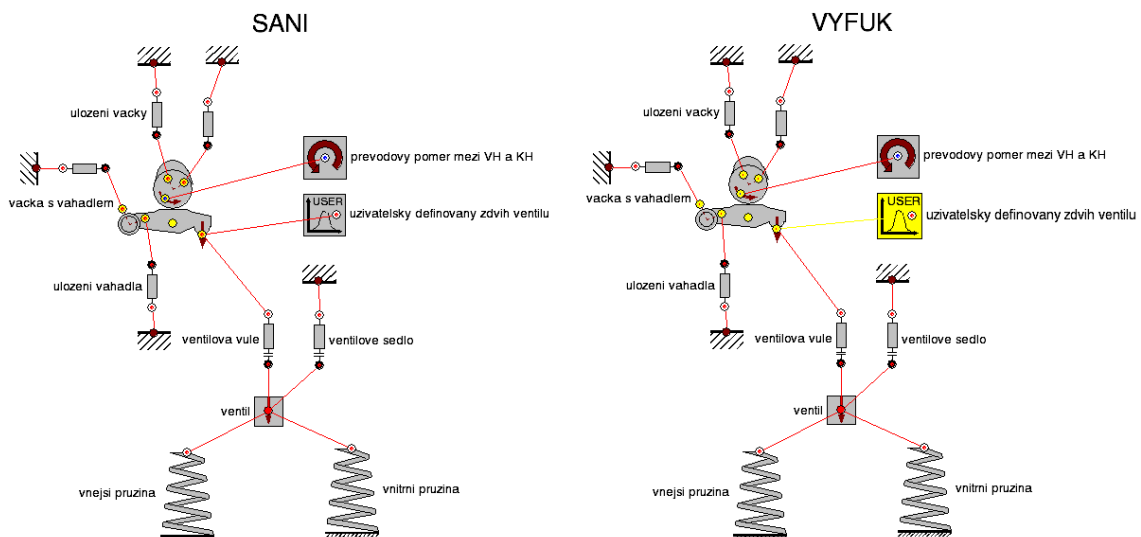


Po zhlédnutí výše uvedených grafů lze prohlásit, že tento rozvod funguje pouze do 10000 ot.min⁻¹. Nad těmito otáčkami dochází k odskakování ventilů a výsledky jsou nekorektní. Grafy pro všechny otáčky jsou uvedeny v příloze 3 až 8.

Graf 15: Velikost třecích ztrát

5.4 Simulace kinematiky rozvodu DOHC s vahadlem

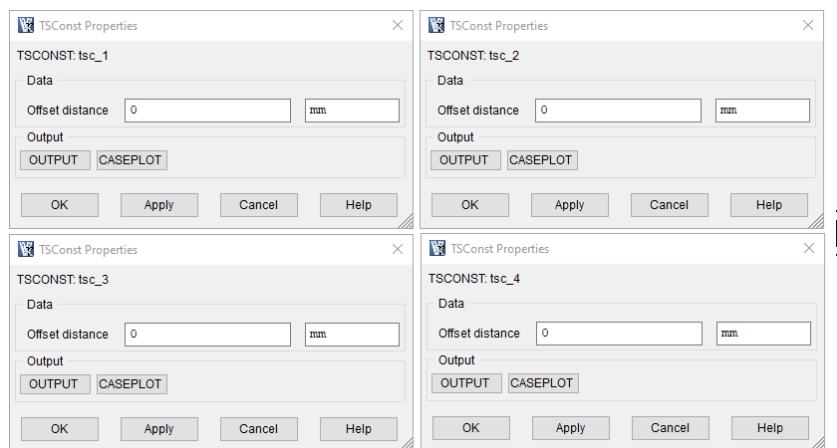
Simulační výpočet kinematiky rozvodu DOHC s vahadlem byl proveden podle následujícího schématu (obr. 5.30). Schéma je obdobné jako v předchozím případě výpočtu kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihákem (obr. 5.9). Jen je zde nahrazen element hrníčkového zdvihátka elementem vahadla.



Obr. 5.30: Simulační schéma výpočtu rozvodu DOHC s vahadlem

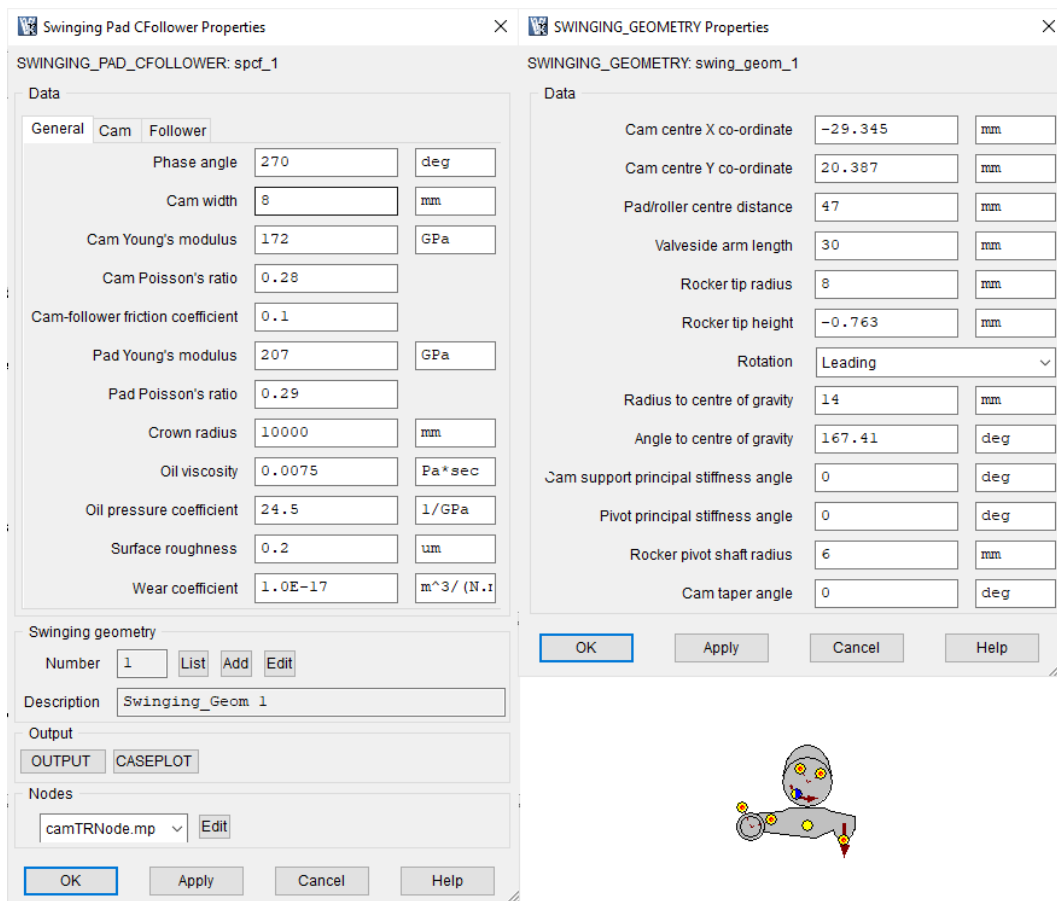
5.4.1 Definice jednotlivých elementů

Jelikož je většina elementů společná, budou zde popsány pouze rozdílné elementy. Uložení vačky a vahadla reprezentuje elementu "tconst". Jejich definice je zobrazena na obr. 5.31. V horní části obrázku je uvedeno uložení vahadla a v jeho dolní části je uložení vačky. Hodnota je nastavena na 0 pro všechny případy.

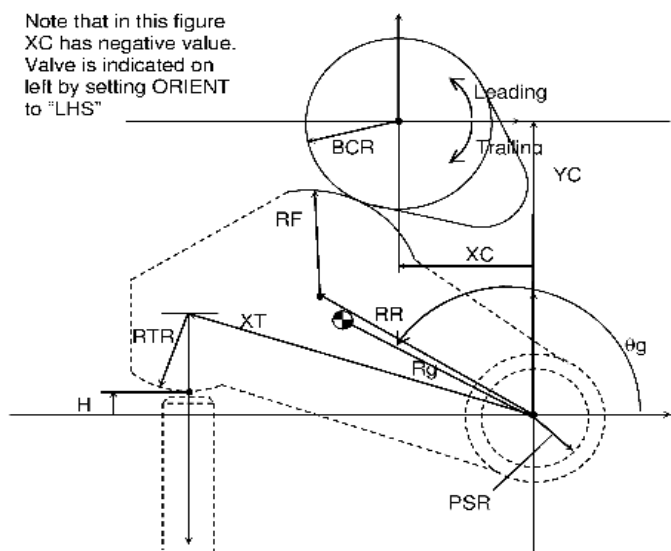


Obr. 5.31: definice uložení vačky a vahadla

Dalším elementem je "swinging_pad_cfollower", který reprezentuje vačku s vahadlem. Po rozkliknutí se objeví tabulka. Na záložce "General" (obr. 5.23 vlevo) se vyplňují základní údaje. Fázový úhel pro sací vačku je 270° a pro výfukovou vačku 66° (obr. 5.1). Ostatní hodnoty byly ponechány výchozí, které nabízí program. Pokračuje se v dolní části tabulky v sekci "Swinging geometry". Zde se klikne na tlačítko "Add" a nadefinuje se geometrii vahadla a souřadnice středu vačky (obr. 5.23 vpravo). Tyto rozměry byly odečteny ze 3D modelu. Vahadlo je stejné jak pro sací ventil, tak pro výfukový ventil. Pro potřeby zadávání rozměrů je třeba načrtnout vahadlo. Ten se nachází v nápovědě pod tlačítkem "Help". Zde je tento náčrt s rozměry uveden na obr. 5.33.

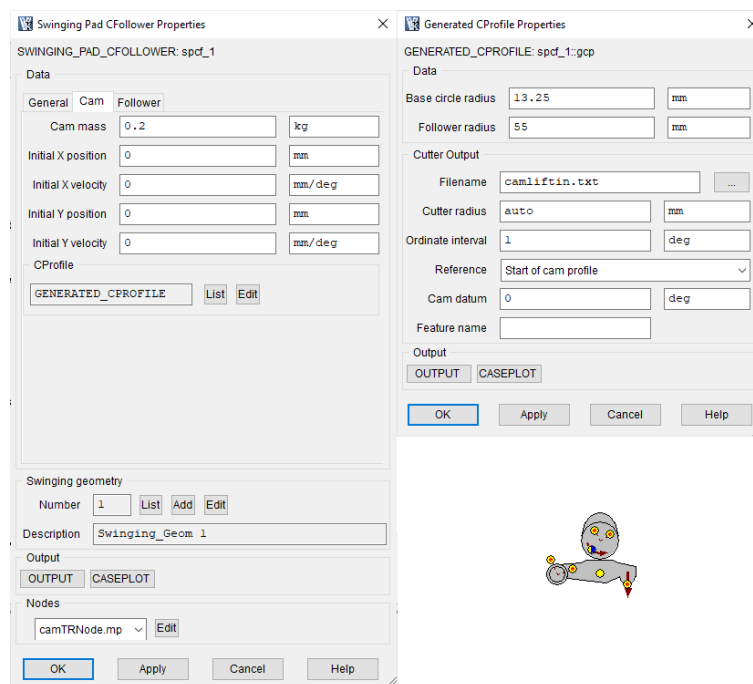


Obr. 5.32: Definice vačky s vahadlem_general



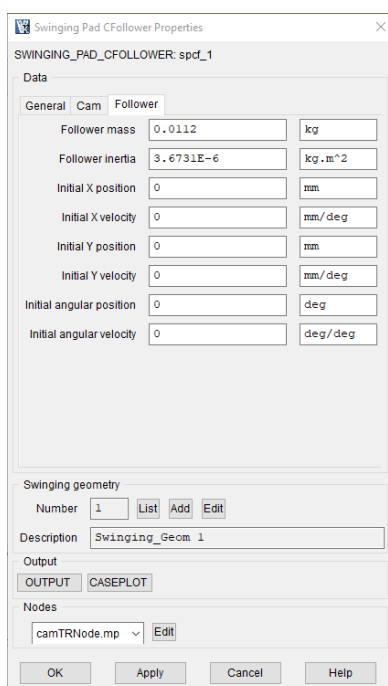
Obr. 5.33: Okótné rozměry vahadla [11]

Na další záložce "Cam" se vyplňují údaje o vačce (obr. 5.34 vlevo). Hlavní parametry se doplňují po kliknutí na tlačítko "Edit" v sekci "CProfile" (obr. 5.35 vpravo). Zde je například důležitá kolonka "FileName" kam bude uložen textový soubor s průběhem zdvihu vačky. Rozměry zde uvedené vycházejí také ze 3D modelu.



Obr. 5.34: Definice vačky s vahadlem_cam

Na poslední záložce "Follower" se vyplňuje hmotnost a moment setrvačnosti vahadla (obr. 5.35), které byly odečteny ze 3D modelu. Protože se jedná o výpočet kinematiky, tak tyto hodnoty nemají na simulaci vliv. Tím výčet rozdílných elementů končí.



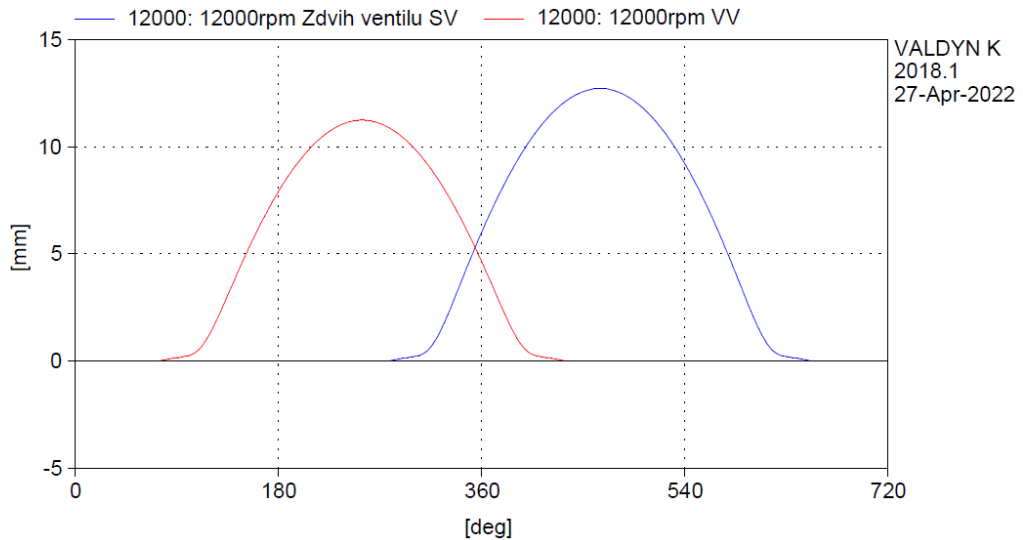
Obr. 5.35: Definice vačky s vahadlem_follower

5.4.2 Nastavení simulace

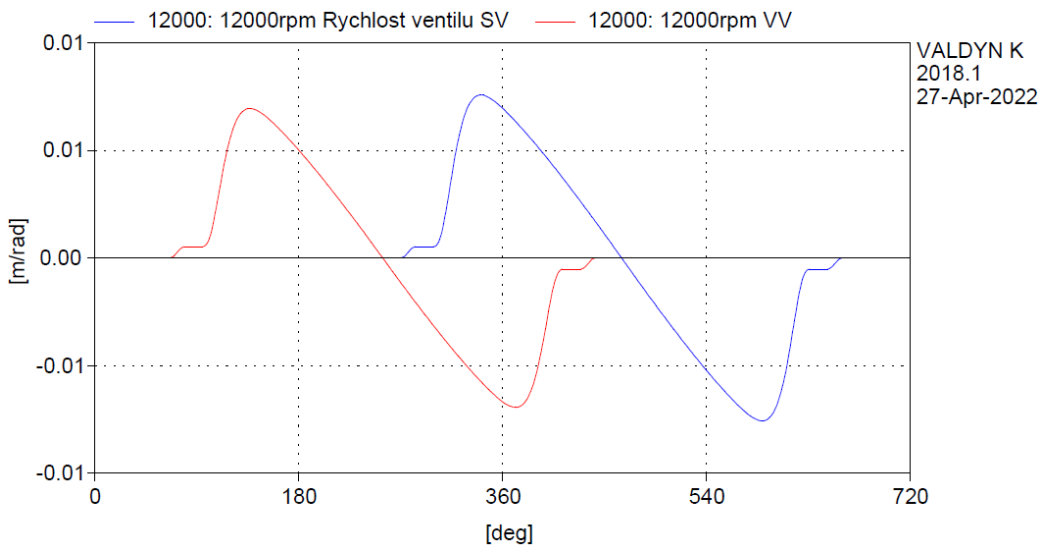
Nastavení simulace je totožné jako v kapitole 5.2.3, proto není nutné to zde znovu popisovat. Proto zde už není prezentována.

5.4.3 Výsledky

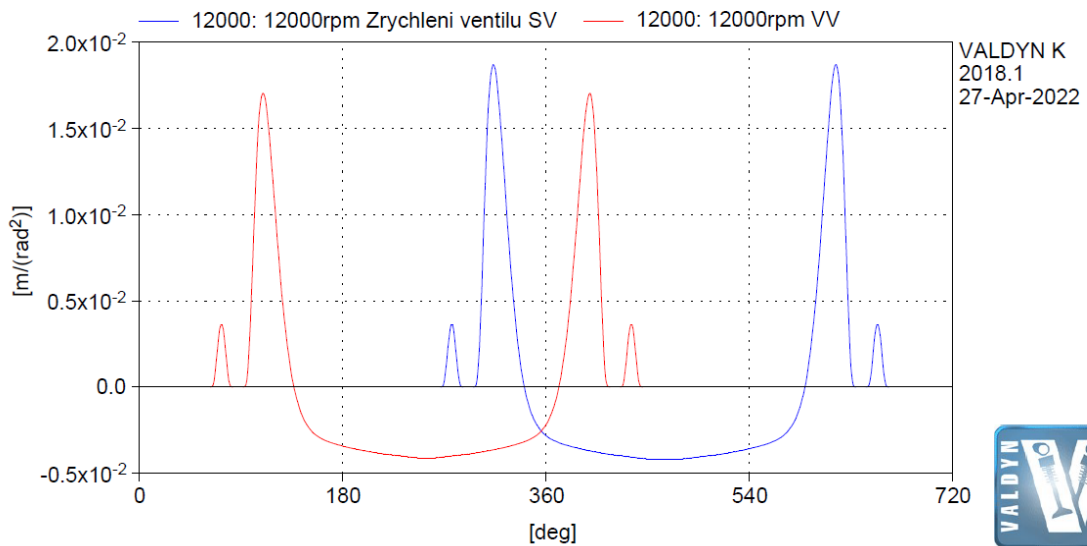
Stejně jako v případě simulace kinematiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem jsou i zde v případě vahadla zobrazeny základní kinematické veličiny ventilu (graf 16 až 18). Je patrné, že následující výsledky korespondují s těmi uvedenými v kapitole 5.2.4. To znamená, že oba dva druhy rozvodů jsou počítány podle stejných vstupních parametrů a díky tomu je lze porovnat. Dále byly zobrazeny grafy i dalších veličin, které byly zobrazeny v kapitole 5.2.4 (graf 19 až 22). Také zde jsou v příloze 9 a 10 uvedeny pouze výsledky pro kontaktní sílu. Vysvětlení bylo již popsáno v kapitole 5.2.4.



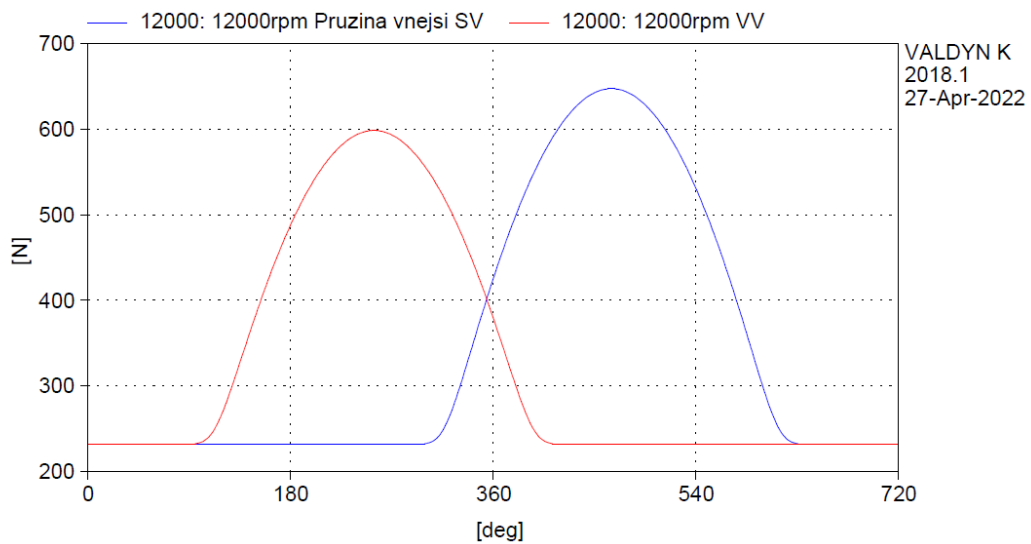
Graf 16: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



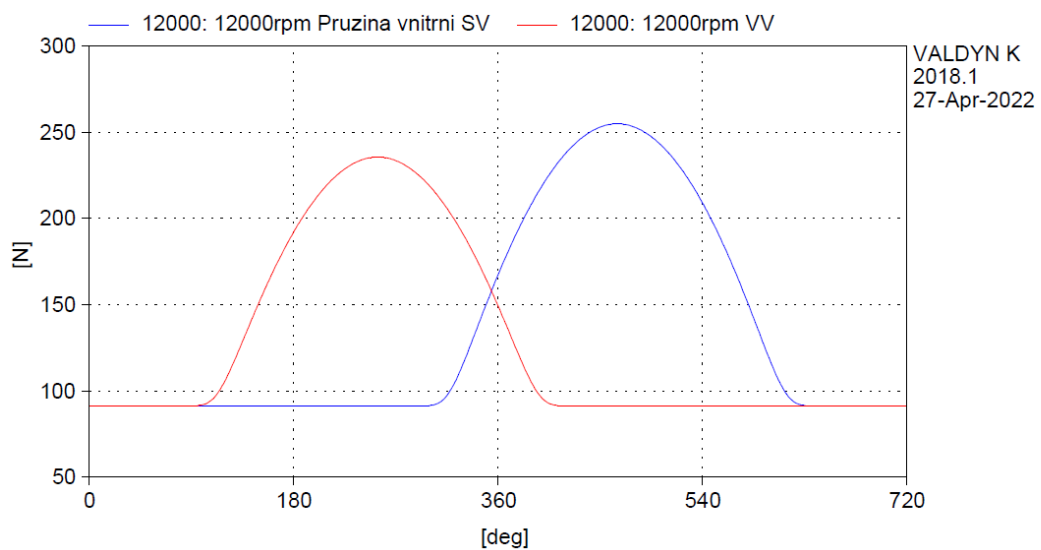
Graf 17: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



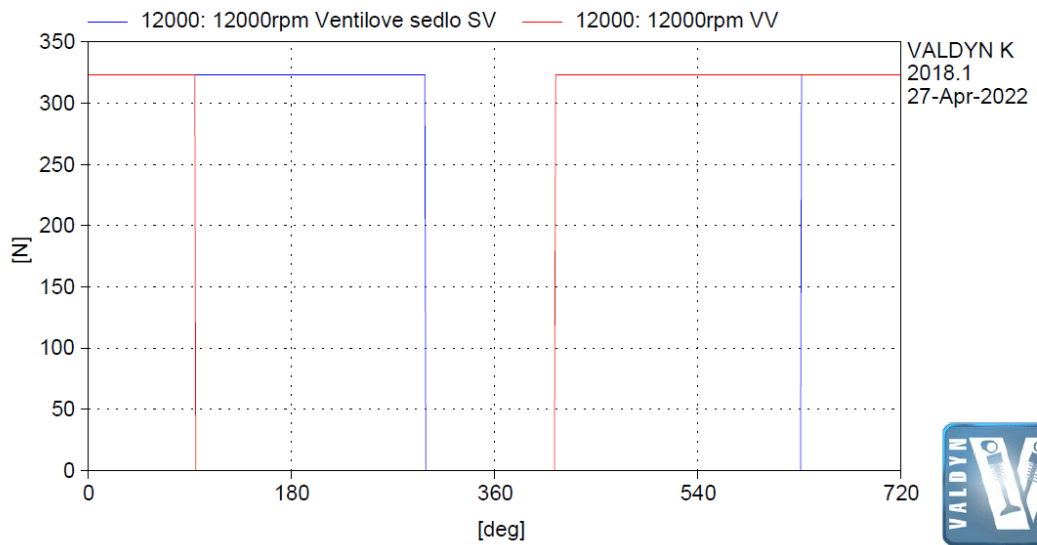
Graf 18: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



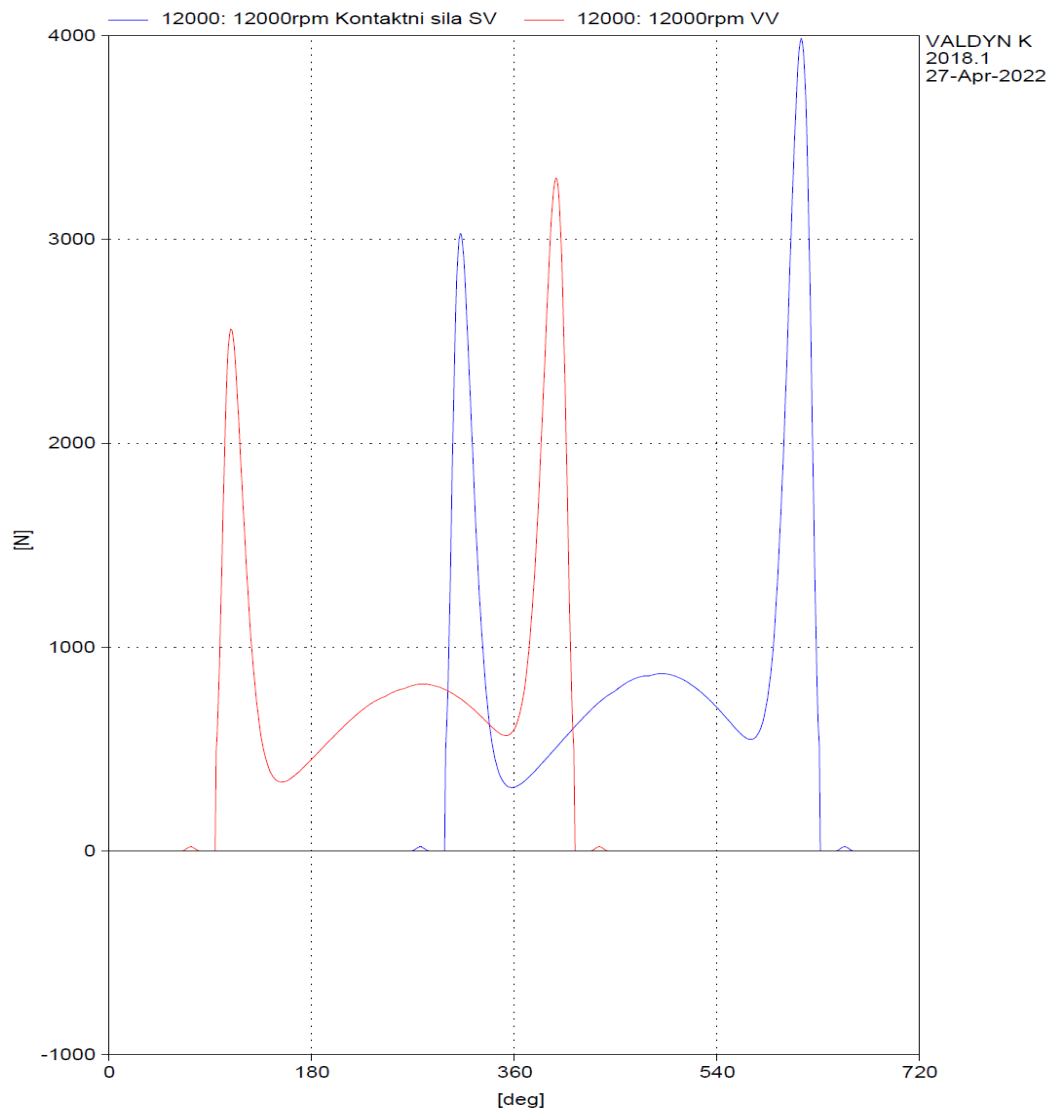
Graf 19: Síla působící na vnější pružinu pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 20: Síla působící na vnitřní pružinu pro 12000 ot.min⁻¹

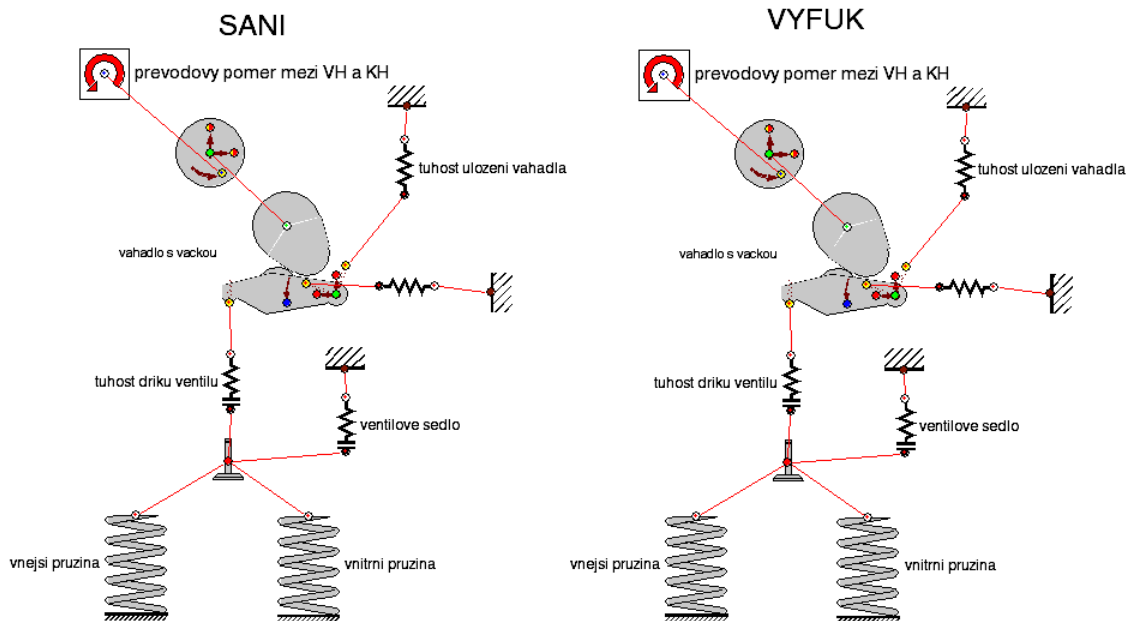


Graf 21: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 22: Kontaktní síla mezi vačkou a vahadlem pro 12000 ot.min⁻¹

5.5 Simulace dynamiky rozvodu DOHC s vahadlem

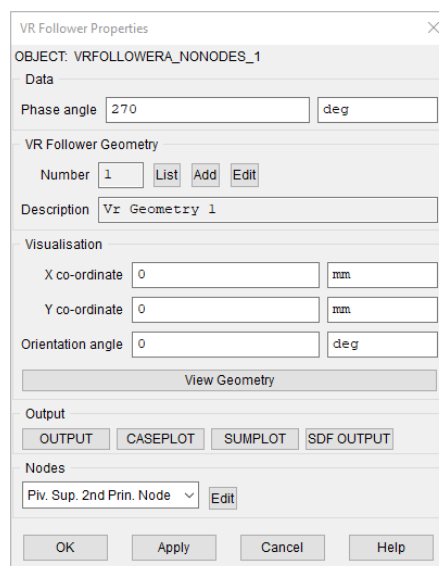


Obr. 5.36: Simulační schéma výpočtu dynamiky rozvodu DOHC s vahadlem

5.5.1 Definice jednotlivých elementů

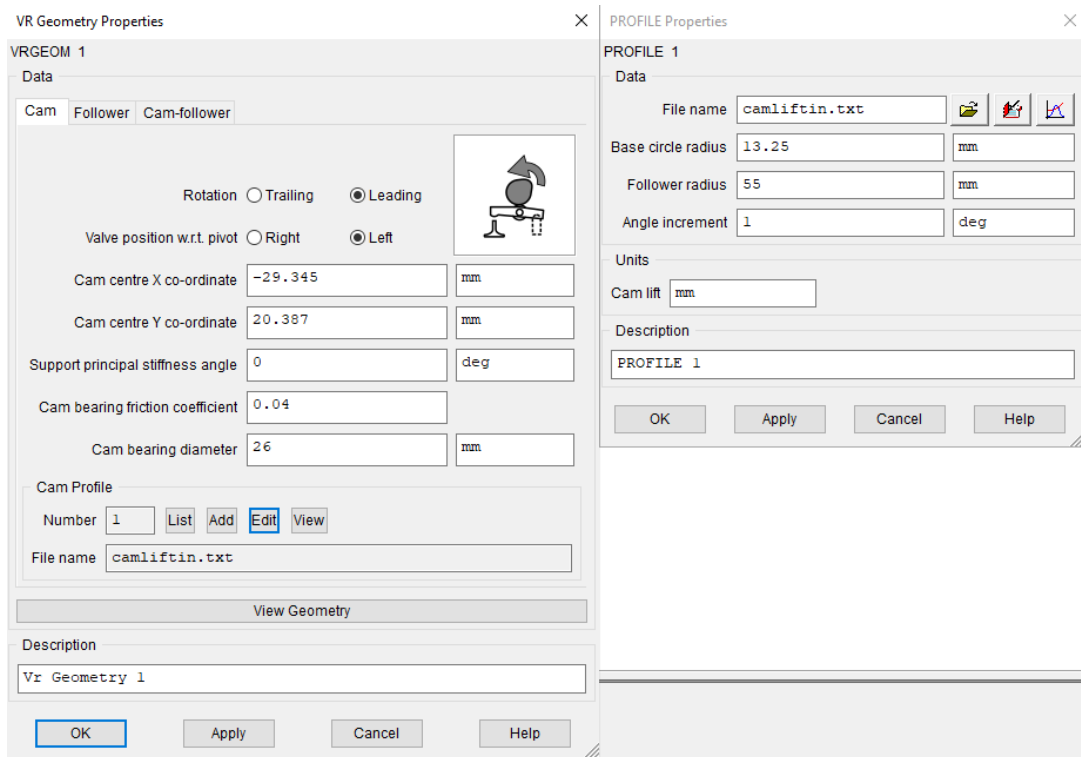
Stejně jako v případě kapitoly 5.4.1, budou i zde uvedeny pouze rozdílné elementy oproti simulaci dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihákem (kapitola 5.3.1).

Element "vrfollower" reprezentuje vahadlo s vačkou. Po jeho rozkliknutí se zobrazí tabulka (obr. 5.37). Stejně jako v předcházejících případech i je zde fázový úhel nastaven na 270° u sací vačky a 66° u výfukové vačky. Definice se provede kliknutím na tlačítko "Add" v horní části tabulky.

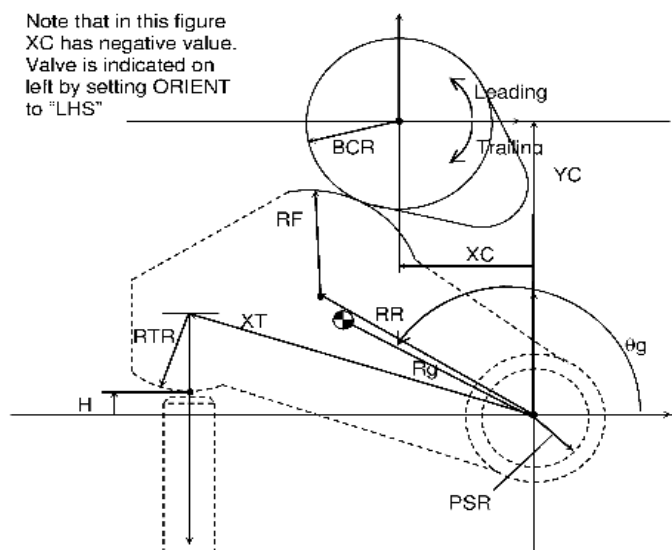


Obr. 5.37: Definice vahadla a vačky_1

Zde se na záložce "Cam" volí smysl rotace, x a y souřadnice středu vačky (obr. 5.38). Postupuje je podle náčrtu s rozměry, který je uveden na konci kapitoly 5.4.1. Pro přehlednost je uveden i zde na obr. 5.39. V dolní části obrazovky připojíme textový soubor se zdvihem vačky. Tento soubor byl vytvořen při výpočtu kinematiky tohoto rozvodu. Doplnuje se zde také poloměr základní kružnice vačky a poloměr kontaktní plochy zdvihátka. Všechny použité rozměry jsou odměřeny ze 3D modelu.



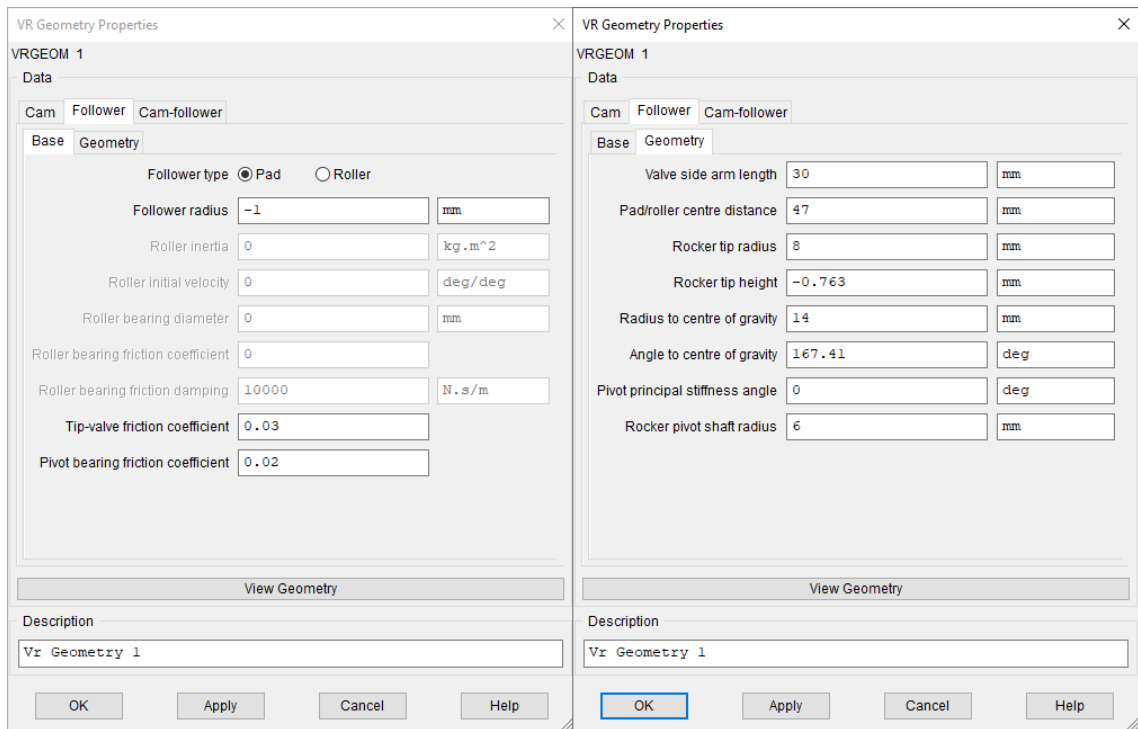
Obr. 5.38: Definice vačky



Obr. 5.39: Okótované rozměry vahadla [11]

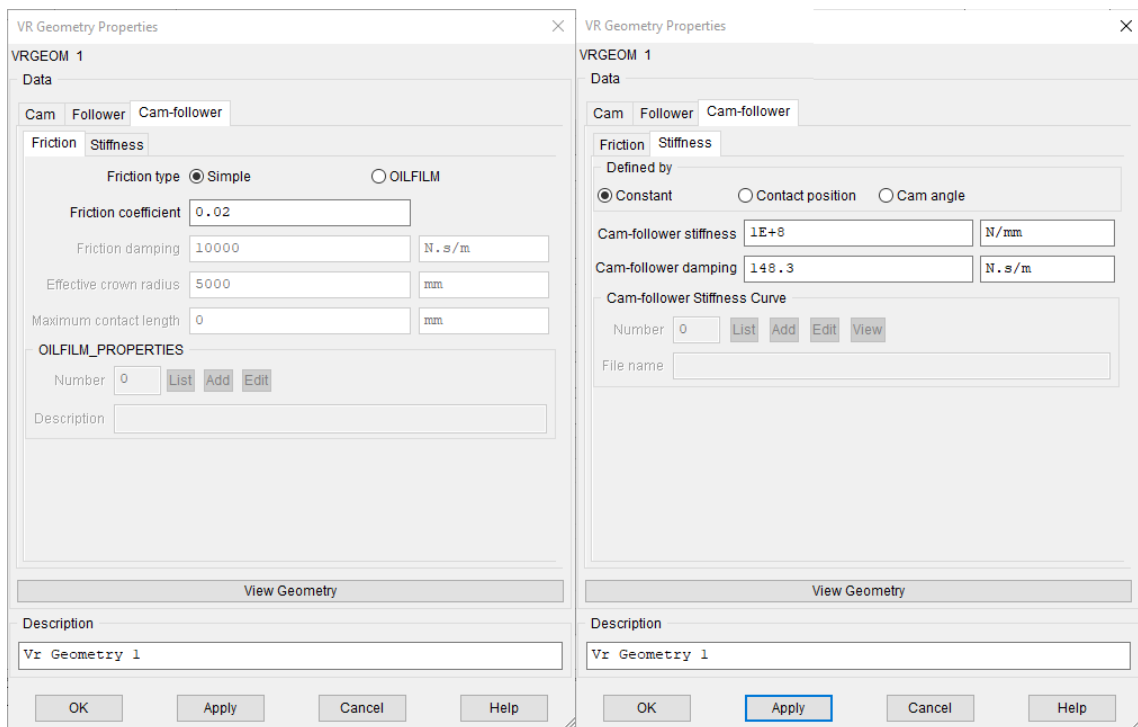
Pokračujeme vyplňováním následující záložky "Follower". Ta obsahuje další 2 záložky. Na záložce "Base" stojí za zmínku kolonka "Follower radius". Pokud je hodnota v ní vyplněná

záporná, tak potom program použije hodnotu poloměru z obr. 5.40 vpravo. Na záložce "Geometry" se doplňují rozměry zdvihátka, které vycházejí ze 3D modelu vahadla. Pro kontrolu správného zadání hodnot se klikne na "View Geometry" a vykreslená geometrie musí souhlasit.



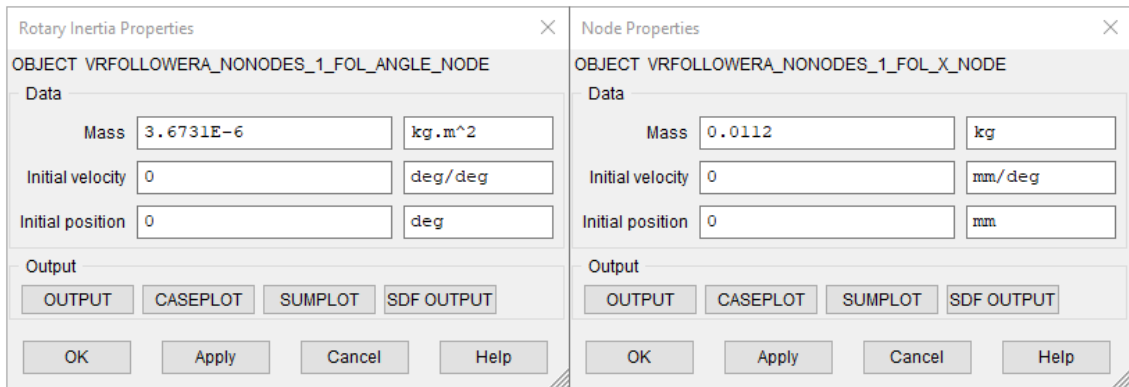
Obr. 5.40: Definice vahadla

Poslední záložka nese název "Cam-follower". Definuje se zde mazání a poté tuhost a tlumení kontaktu mezi vahadlem a vačkou (obr. 5.41). Všechny zde uvedené hodnoty byly převzaty z tutoriálu, který program nabízí.



Obr. 5.41: Definice kontaktu vahadla a vačky

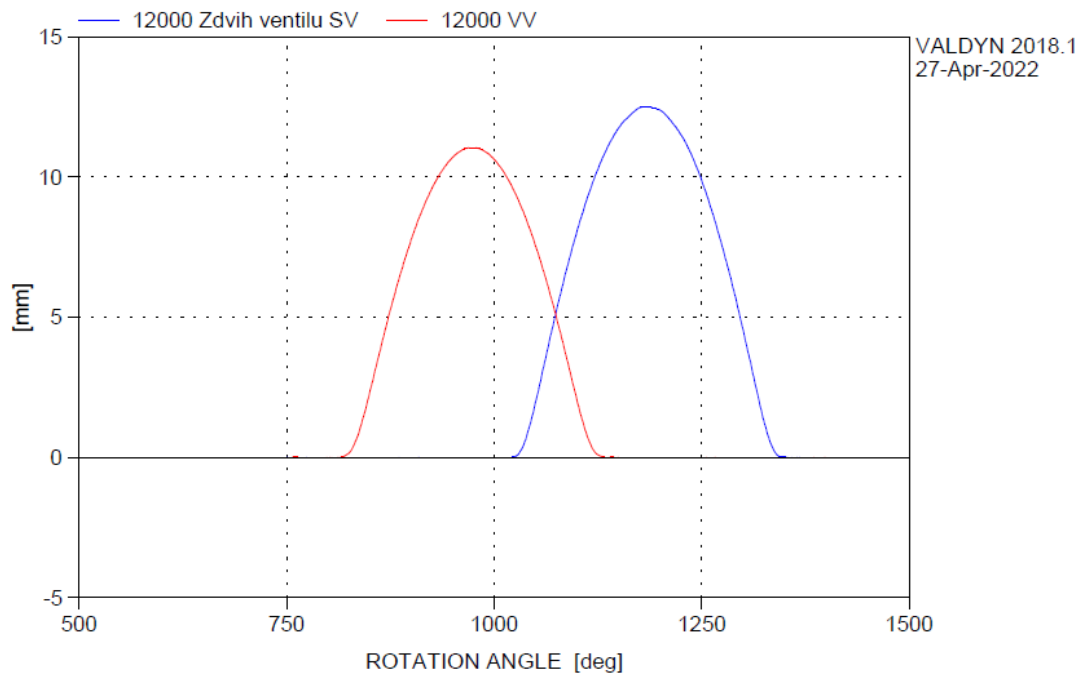
Zbývá definovat hmotnost a moment setrvačnosti vahadla. Ty hodnoty byly zjištěny z 3D modelu. V práci už byly jednou uvedeny a to v kapitole 4.3 v tabulce 3. Přehled zadaných hodnot je znázorněn na obr. 5.42 níže. A tím je definice elementů hotová.



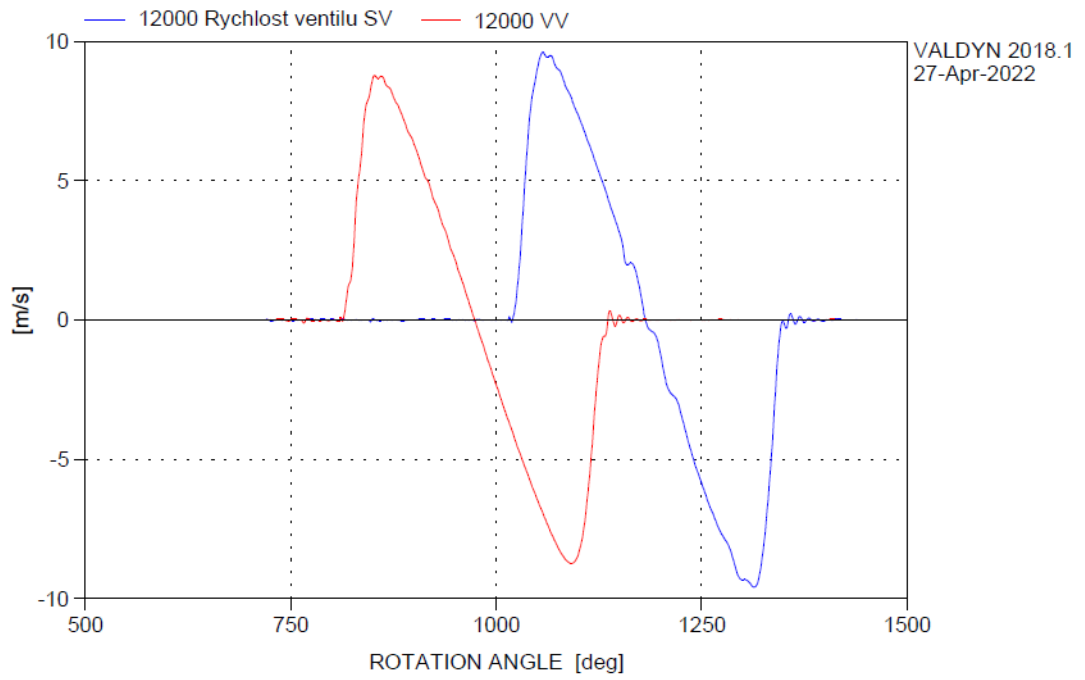
Obr. 5.42 Definice hmotností a momentu setrvačnosti vahadla

5.5.2 Výsledky

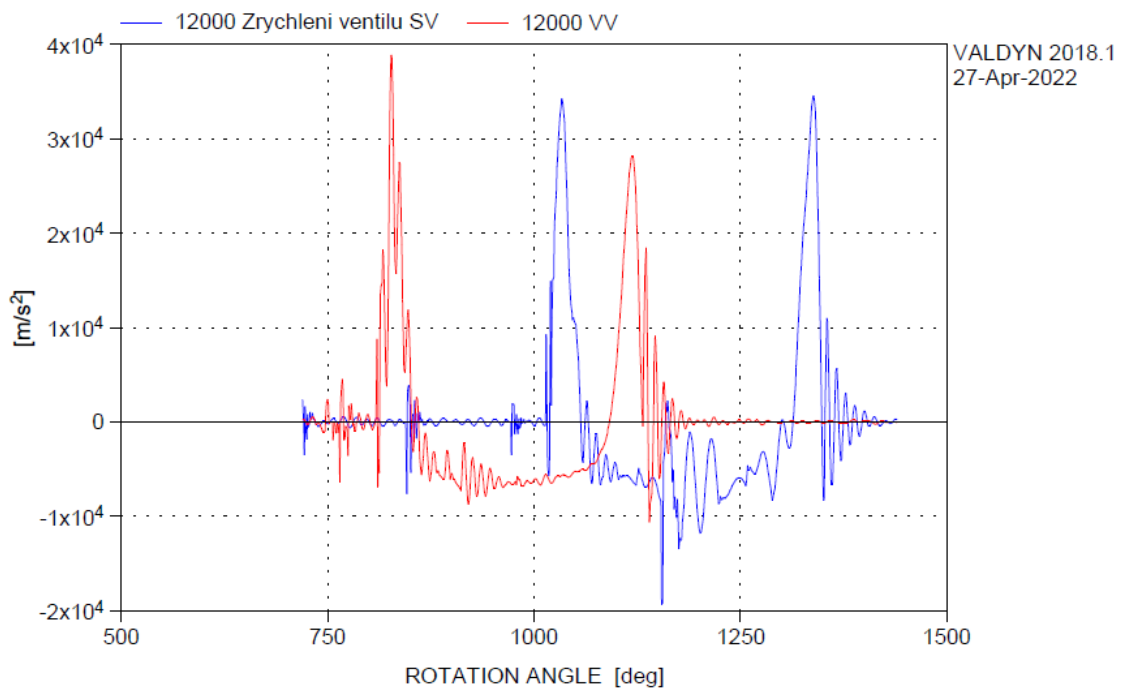
Zde budou prezentovány stejné grafy jako v kapitole 5.3.3. Ve zmíněné kapitole byly zobrazeny výsledky simulace dynamiky rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem. Výsledky pro zbylé otáčky jsou uvedeny v příloze 11 až 16.



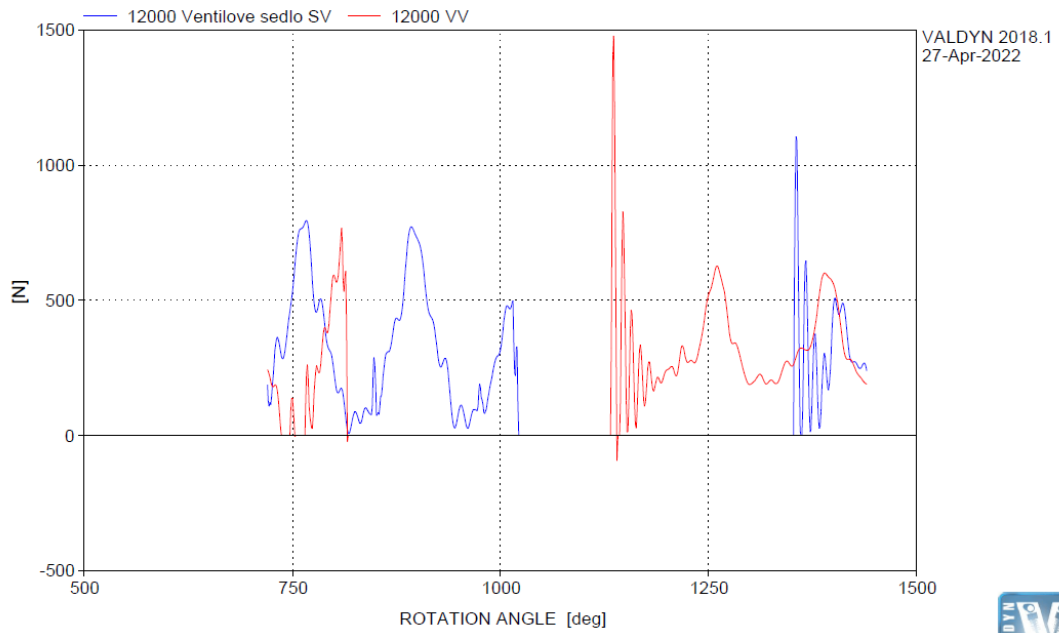
Graf 23: Zdvih ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



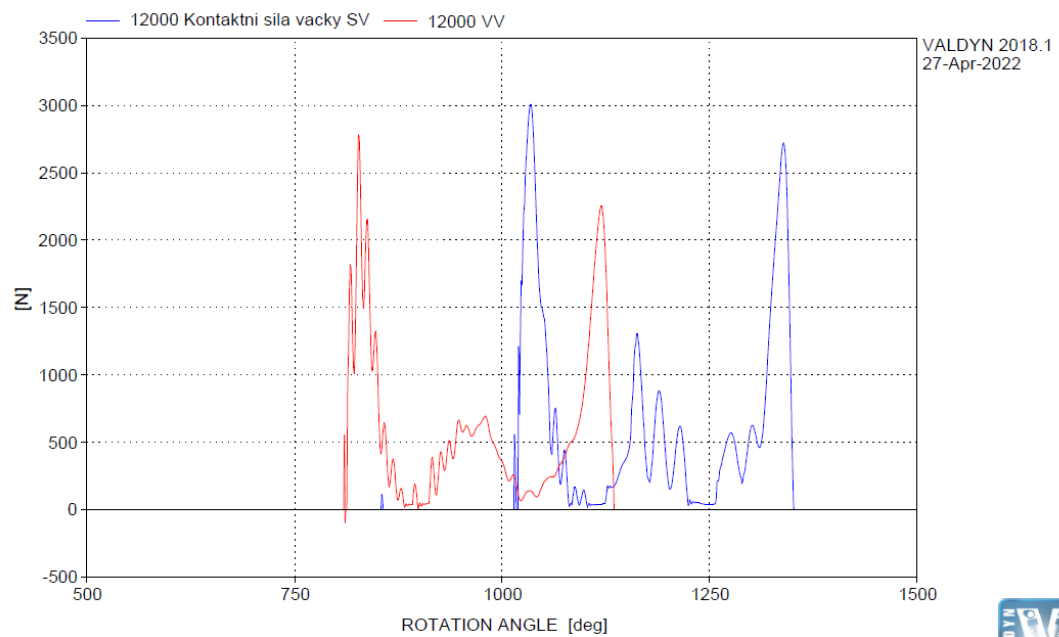
Graf 24: Rychlost ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



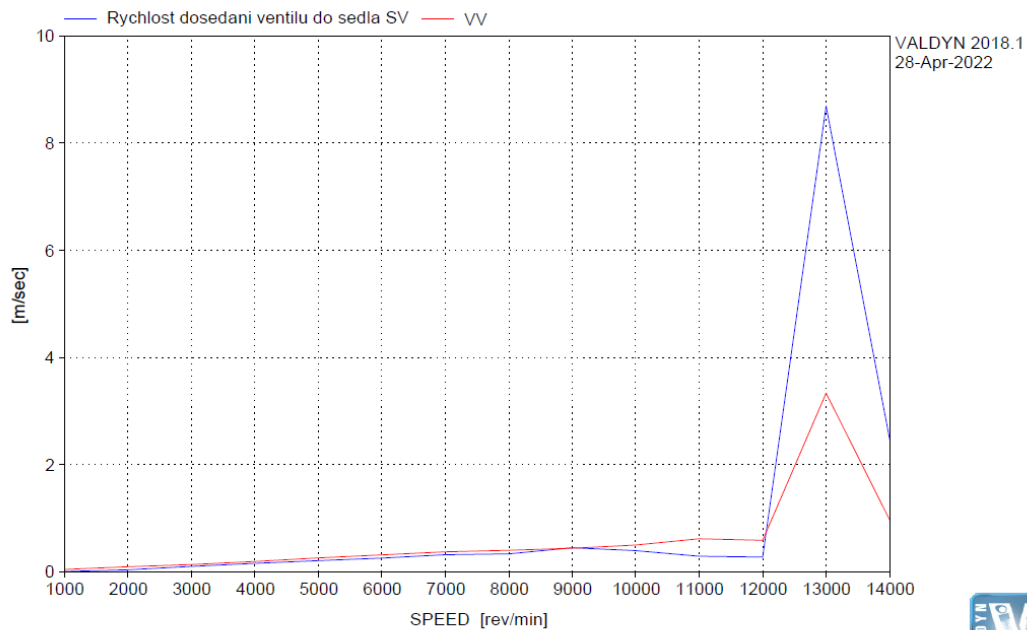
Graf 25: Zrychlení ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



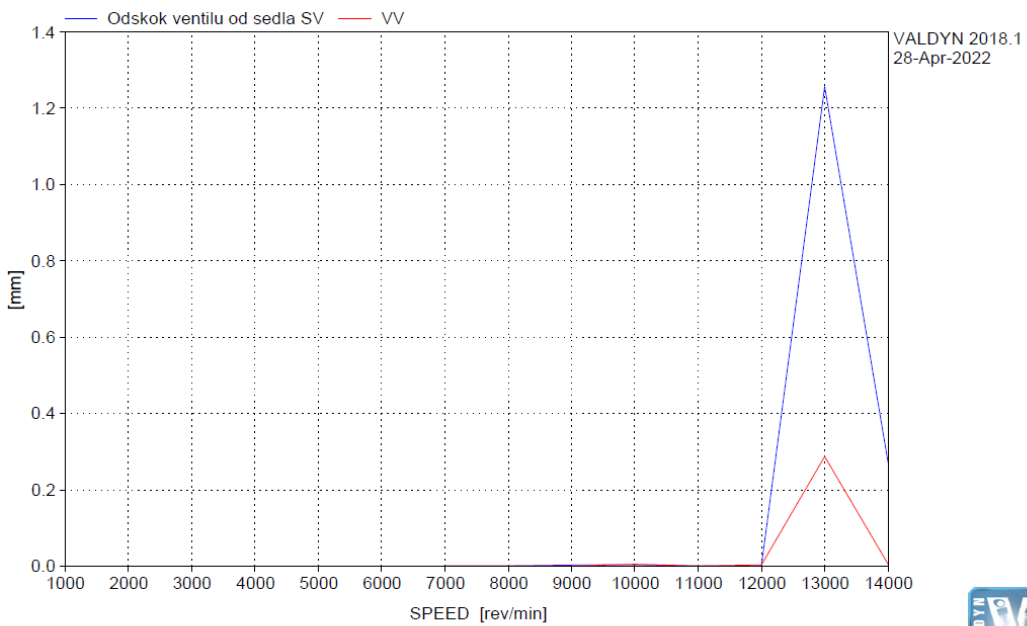
Graf 26: Síla působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min⁻¹



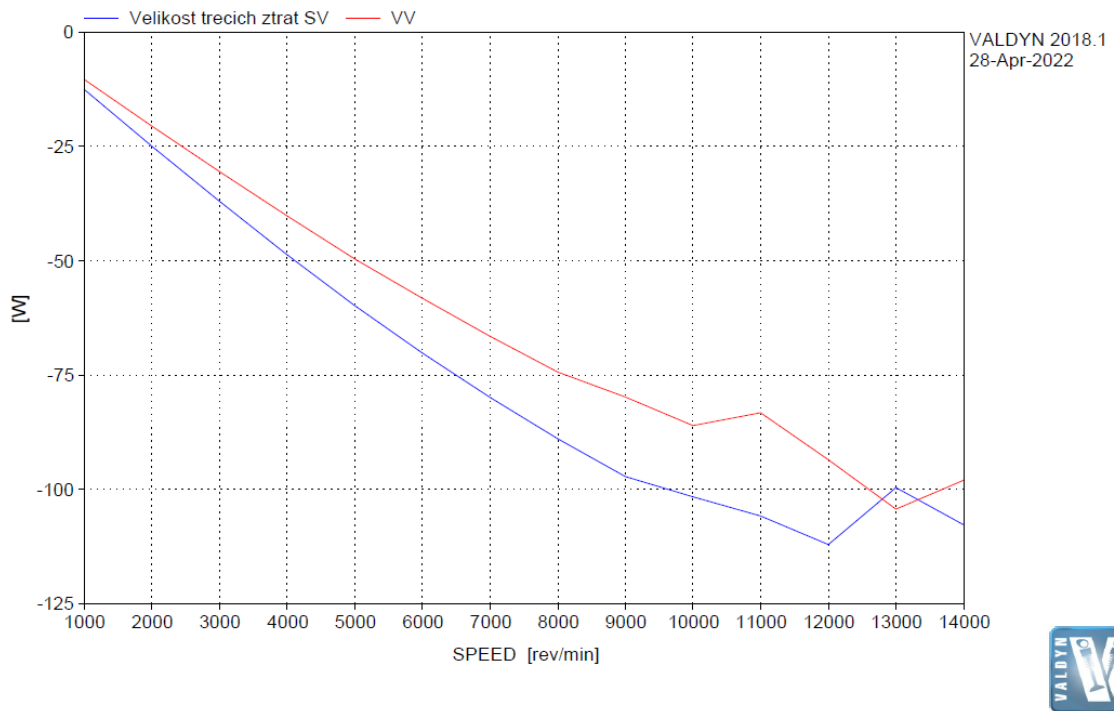
Graf 27: Kontaktní síla mezi vččkou a vahadlem pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 28: Rychlost dozedání ventilu do sedla



Graf 29: Odskok ventilu ze sedla



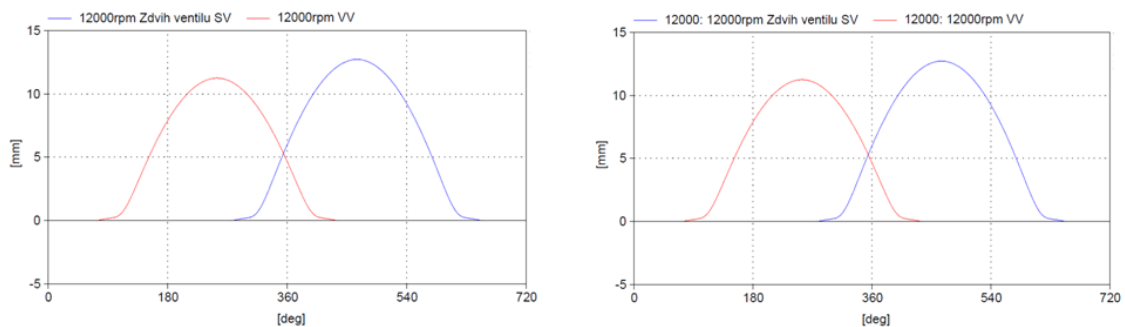
Graf 30: Velikost třecích ztrát

5.6 Zhodnocení výsledků

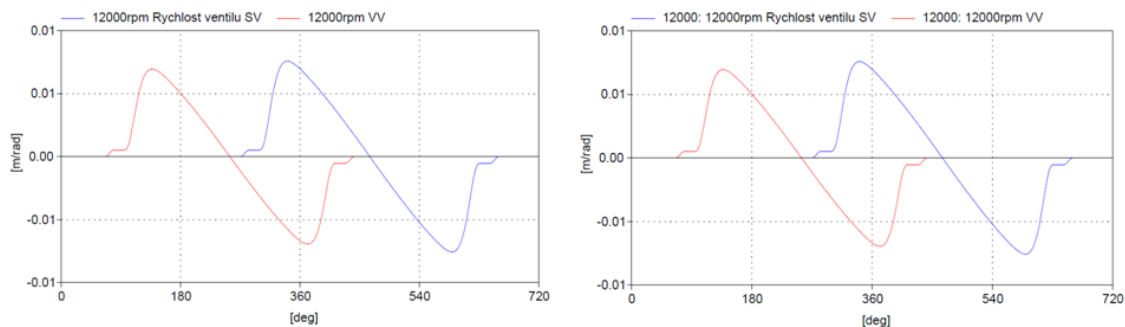
V této kapitole diplomové práce budou získané výsledky simulace porovnány a zhodnoceny. Nejprve dojde k zhodnocení výsledků vzešlých ze simulace kinematiky a následně dynamiky. Při výpočtu nebyl uvažován vliv od tlaku plynu ve válci. V levé části grafů budou vždy uvedeny výsledky simulace rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem a v pravé části rozvod DOHC s vahadlem. Jak již bylo zmíněno, jsou zde zobrazeny grafy při $12000 \text{ ot. min}^{-1}$ KH. Grafy pro všechny otáčky jsou uvedeny v příloze 1 až 16.

5.6.1 Simulace kinematiky

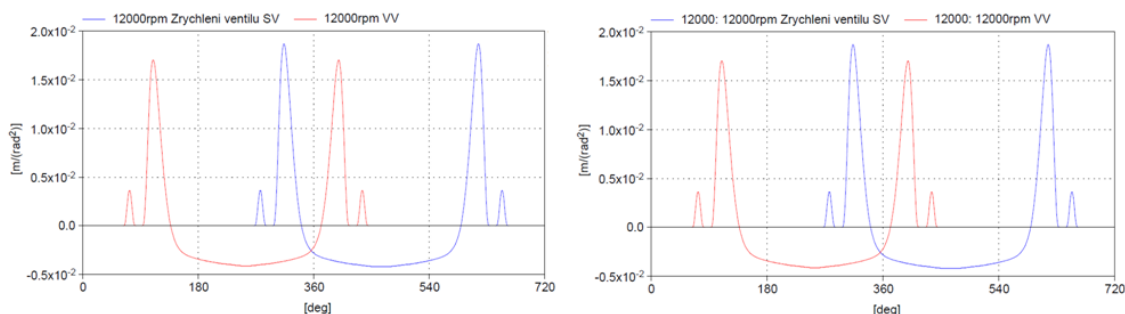
Zde jsou zobrazeny grafy základních kinematických veličin (poloha, rychlost, zrychlení). Na prvním grafu 31 je znázorněn zdvih ventilu. Na dalším grafu 32 je zobrazena rychlost ventilu. A na třetím grafu 33 je patrné zrychlení ventilu.



Graf 31: Porovnání zdvihu ventilu pro $12000 \text{ ot. min}^{-1}$



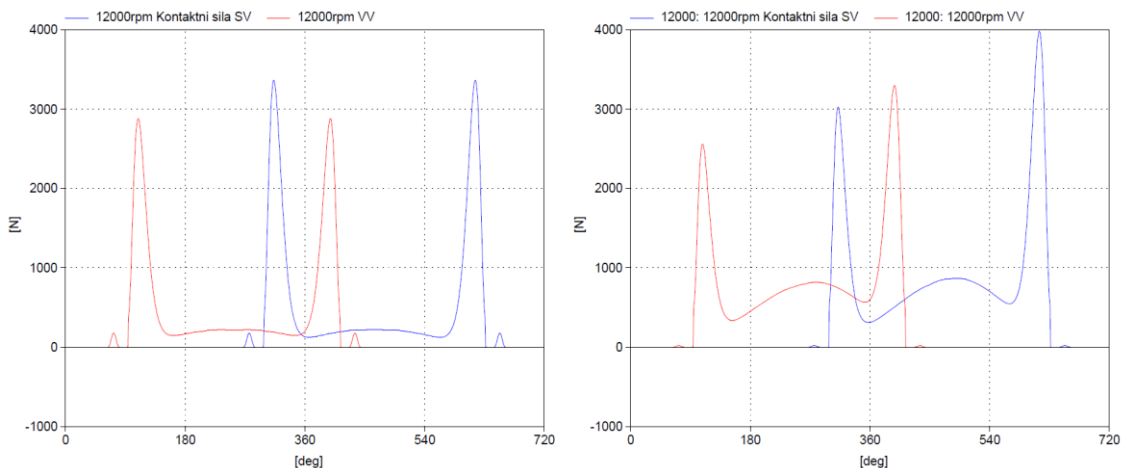
Graf 32: Porovnání rychlosti ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



Graf 33: Porovnání zrychlení ventilu pro 12000 ot.min⁻¹

Na grafu 33 si můžeme povšimnout prvního úseku zrychlení. Ta má za úkol vymezení vůle v rozvodovém mechanismu. Při porovnání výše zmíněných tří grafů je zřejmé, že jsou totožné. Takže můžeme prohlásit, že oba dva druhy rozvodů mají stejné výchozí podmínky a lze je tím pádem porovnat.

Kde už se tyto dva rozvody liší je v případě kontaktní síly mezi vačkou a zdvihákem/vahadlem. Je to dáno konstrukcí a druhem vačky. V případě hrníčkového zdvihátka je vačka symetrická a v případě vahadla asymetrická.



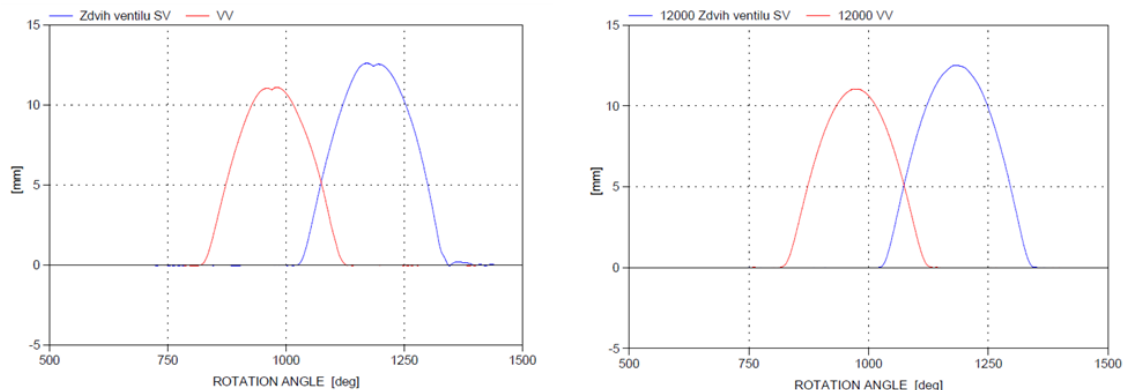
Graf 34: Porovnání kontaktní síly pro 12000 ot.min⁻¹

Maximální síla v kontaktu u hrníčkového zdvihátka činí přibližně 2881 N pro výfukový ventil a 3370 N pro sací ventil. Tato hodnota je totožná jak při otevírání, tak zavírání ventilu. Na druhé straně v případě použití vahadla činí síla v kontaktu při otevírání výfukového ventilu 2563 N a

3300 N při zavírání. U sacího ventilu je tato síla při otevírání 3029 N a při zavírání 3983 N. Lze tedy prohlásit, že síla v kontaktu je při otevírání ventilu nižší u vahadla, ale je zase naopak vyšší při jeho zavírání.

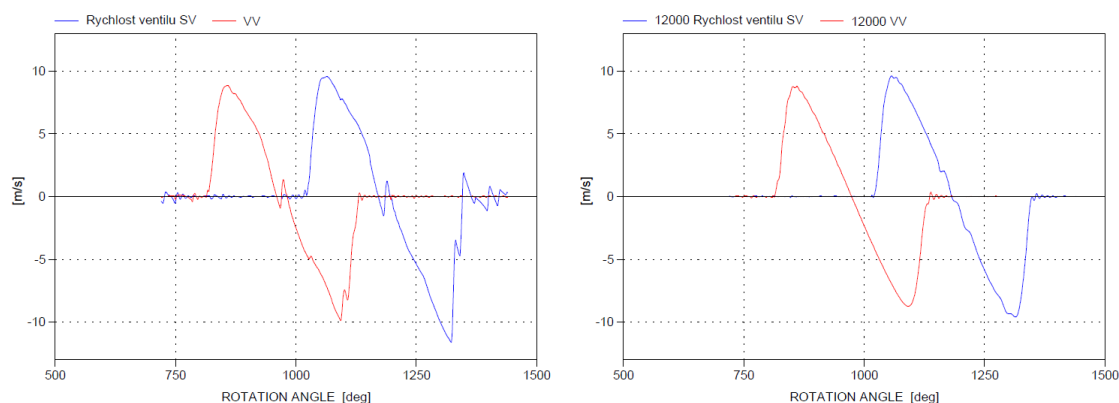
5.6.2 Simulace dynamiky

Nejprve bude porovnán zdvih ventilu (graf 35). V případě hrníčkového zdvihátka si můžeme všimnout, že tvar zdvihové závislosti nekoresponduje se zadaným (obr. 5.1). Dochází zde k nepatrnému odskakování ventilu vlivem setrvačných sil. V případě použití vahadla k tomuto jevu nedochází. Když porovnáme hmotnosti obou členů, tak hrníčkové zdvihátko váží 31 g (tabulka 4) a vahadlo má hmotnost 11,2 g (tabulka 3). Jelikož zrychlení je stejné v obou případech, tak setrvačná síla závisí jen na hmotnosti, která mluví v neprospěch hrníčkového zdvihátka ($F_S = m \cdot a$).

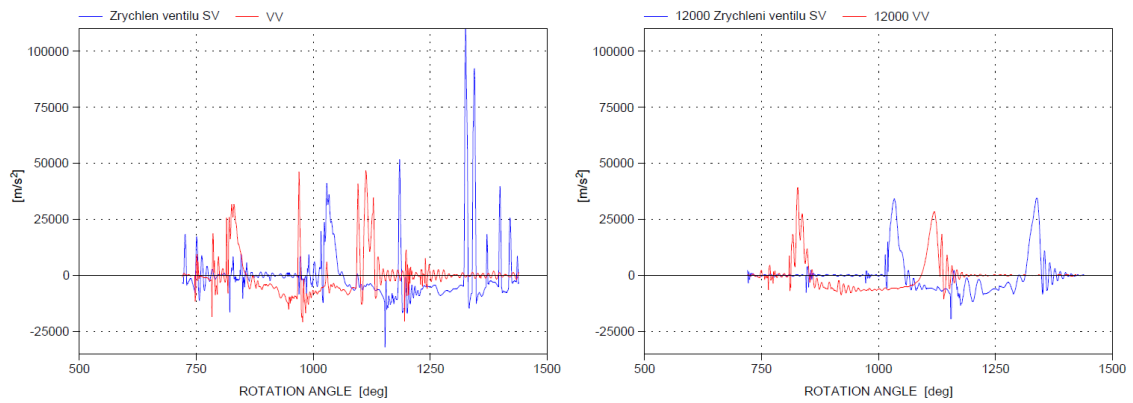


Graf 35: Porovnání zdvihu ventilu pro 12000 ot.min⁻¹

Při porovnávání rychlosti ventilu (graf 36) je vidět, že u hrníčkového zdvihátka dochází ke kmitání v oblasti maximálního zdvihu. V případě vahadla dochází ke kmitání u sacího ventilu. Toto kmitání je však menší než u hrníčkového zdvihátka.

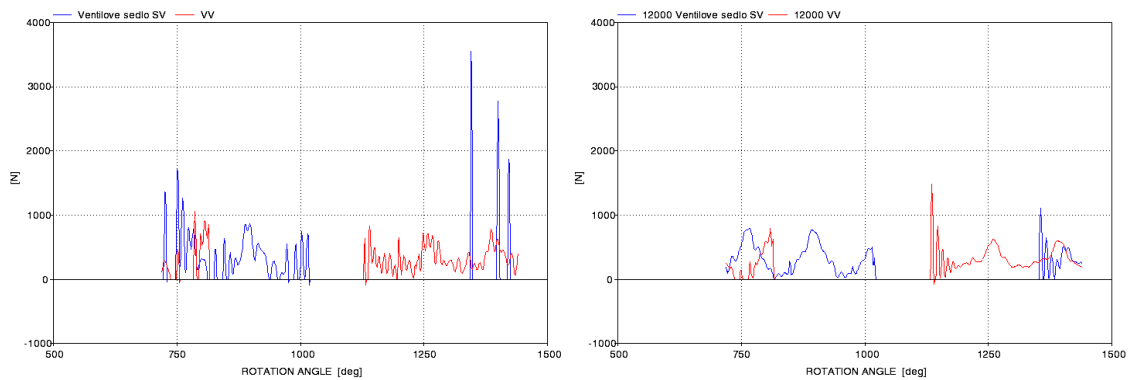


Graf 36: Porovnání rychlosti ventilu pro 12000 ot.min⁻¹



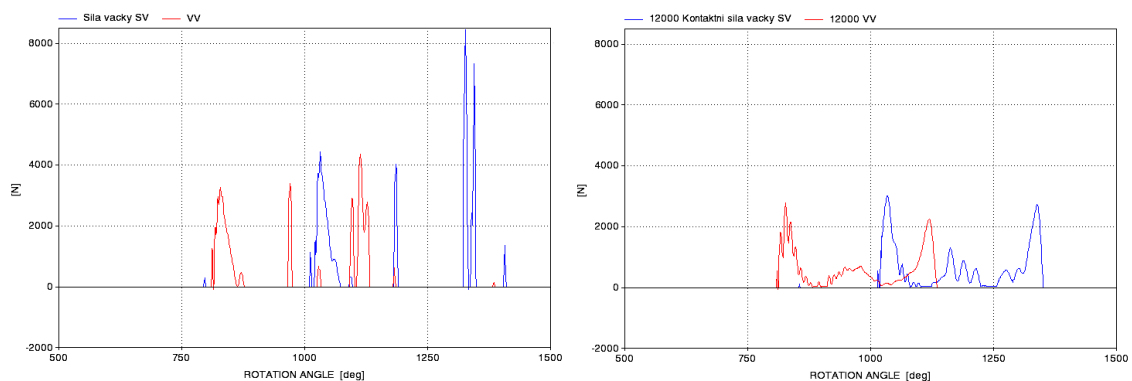
Graf 37: Porovnání zrychlení ventilu pro 12000 ot.min⁻¹

Na grafu 38 je vidět, že dochází k odskakování ventilu ze sedla. Velikost toho odskočení je znázorněna na grafu 41.



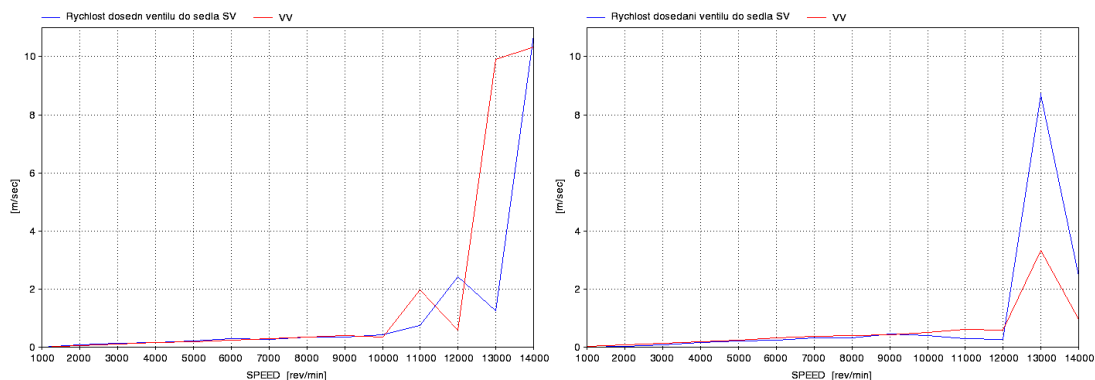
Graf 38: Porovnání síly působící na ventilové sedlo pro 12000 ot.min⁻¹

Jak už bylo zřejmé z grafu 35, tak v případě použití hrníčkového zdvihátka dochází ke ztrátě kontaktu s vačkou (graf 39). To může mít fatální dopad na motor. Může dojít ke kontaktu pístu s ventilem. V případě vahadla už jsou dané otáčky hraniční, protože velikost síly se blíží k nule.



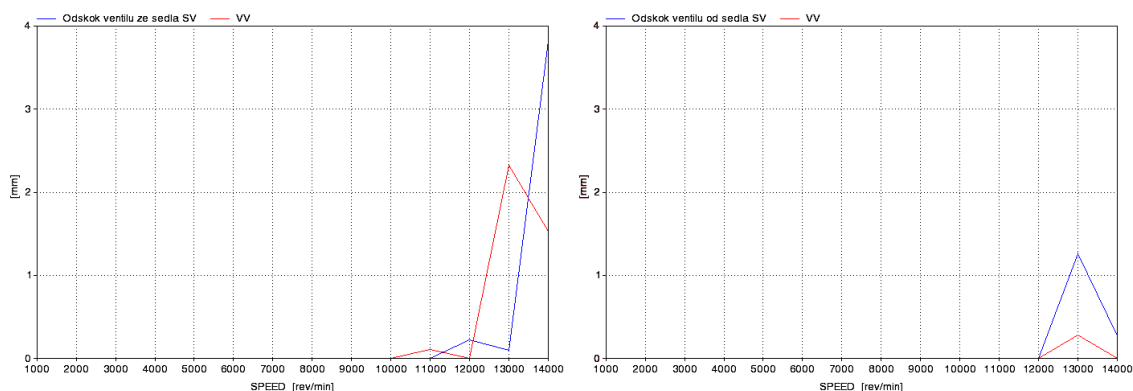
Graf 39: Porovnání kontaktní síly pro 12000 ot.min⁻¹

Následují sumární grafy přes všechny otáčky. Maximální otáčky jsou v tomto případě vyšší, aby bylo patrné, jak se chová rozvodový mechanismus po překročení 12000 ot.min⁻¹ KH. Když porovnáme rychlosti dosedání ventilu do sedla, tak mají logicky rostoucí tendenci (graf 40). Nad maximálními otáčkami motoru se rychlosti skokově zvyšují.



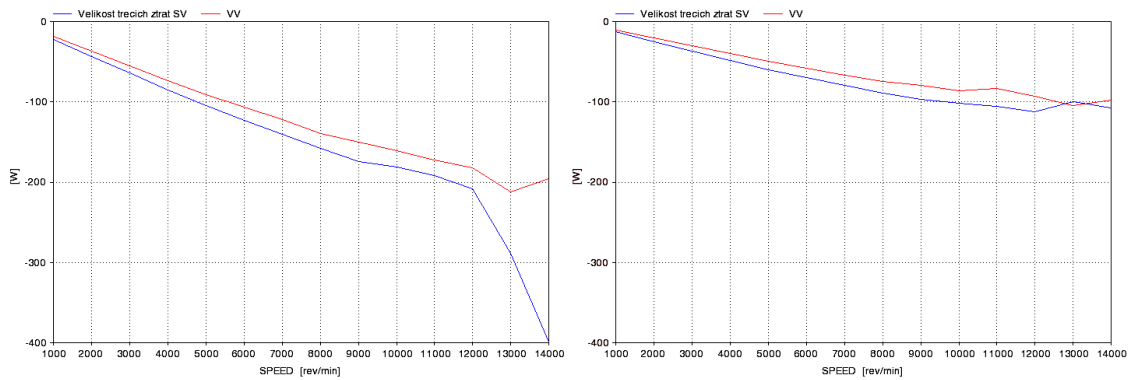
Graf 40: Porovnání rychlostí dosednutí ventilu do sedla

Oba dva druhy rozvodového mechanismu vykazují odskočení ventilu ze sedla po zavření ventilu. U hříčkového zdvihátka dochází k největšímu odskočení výfukového ventilu při 11000 ot.min⁻¹ KH o velikosti 0,1 mm a sacího ventilu při 12000 ot.min⁻¹ KH o velikosti 0,21 mm. U vahadla k odskočení ventilů prakticky nedochází. Nad maximálními otáčkami motoru dochází v případě hříčkového zdvihátka k oskočení ventilu ze sedla v jednotkách milimetrů, což by mělo za následek zničení motoru. U vahadla je toto odskakování v řádech desetín milimetru.



Graf 41: Porovnání velikosti odskoku ventilu ze sedla

Poslední graf 42, který porovnává zmíněné rozvodové mechanismy, se zaměřuje na celkovou velikost třecích ztrát rozvodu. Ta při maximálních otáčkách motoru činí u hříčkového zdvihátka v průměru 200 W na jeden ventil a u vahadla kolem 100 W na jeden ventil. Z toho vyplývá, že rozvod DOHC s vahadlem má nižší třecí ztráty. Nejvyšší ztráty u původního rozvodu způsobuje tření hříčkového zdvihátka ve vývrtu hlavy válce. Dále má vyšší styčnou plochu vačky a zdvihátka.



Graf 42: Porovnání velikosti třecích ztrát

Z porovnání výše zobrazených grafů vychází, že pro vahadlo jsou maximální otáčky motoru $12000 \text{ ot. min}^{-1}$ hraniční a rozvod stále funguje. V případě vahadla už tento rozvod neplní svoji funkci. Jak už bylo zmíněno, tak tento rozvod funguje do maximálně $10000 \text{ ot. min}^{-1}$ motoru.

5.7 Navržené úpravy

Lepších parametrů motoru je možné dosáhnout vyšším naplněním válce čerstvou směsí. Ke splnění tohoto požadavku se nabízí řešení použití kompresoru nebo turbodmychadla. Bohužel v případě plochodrážního motocyklu tato úprava díky pravidlům není možná. Další co pravidla přikazují, je například minimální hmotnost motocyklu, která pro třídu 500 cm^3 činí 77 kg . [17] Další úpravou pro zlepšení parametrů motoru může být změna profilu vačky. Nebo snížení hmotnosti částí rozvodu, např. použití titanových ventilů. Posledním návrhem je zabudování pneumatických pružin, které se používají v MotoGP nebo ve Formuli 1.

6 Závěr

Tato práce se zabývala konstrukční úpravou rozvodů hlavy motoru jednoválcového motocyklu pro plochou dráhu. První část této práce byla věnována obecnému popisu a účelu rozvodového mechanismu, na něj navazoval přehled základních druhů rozvodu. U závodních motocyklů se používají rozvody DOHC nebo v případě Ducati desmodromický rozvod. Dále zde byly popsány vybrané součásti rozvodu. Byly zde i zmíněny výhody a nevýhody v případě použití vahadla namísto hrníčkového zdvihátka a naopak. Poté následoval výběr současných závodních motocyklů používajících rozvod DOHC s vahadlem. Teoretickou část práce zakončilo nastínění vývojových trendů.

Praktická část práce byla zaměřena na samotný návrh nové konstrukce rozvodového mechanismu. Nové řešení vycházelo z původního prototypového řešení rozvodu typu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem. To bylo nahrazeno rozvodem stejného typu s tím rozdílem, že zde bylo použito vahadlo. Model hlavy válce byl vytvořen v programu Creo Parametric 4.0. Důvodem tohoto rozdílného konstrukčního řešení je docílení lepších parametrů motoru.

U nového konstrukčního řešení rozvodového mechanismu byla snaha u hlavy válce zachovat co nejvíce původních rozměrů. Zůstal zachován tvar spalovacího prostoru společně se sacími a výfukovými kanály. S tím souvisí i zachování sací a výfukové příruby. Dále se změna nedotkla umístění mazacího kanálku ani umístění hlavových šroubů. Díky tomu mohl být ponechán původní válec motoru bez dodatečných úprav.

Z důvodu větší prostorové náročnosti rozvodu DOHC s vahadlem, při zachování původních ventilů, musely být posunuty vačkové hřídele. To mělo za následek vytvoření nových ozubených kol rozvodu. Dále musel být přepracován třmen vaček. Pomocí třmenu bylo vyřešeno mazání čepů vahadel. Z vnějšího pohledu je pak motor opatřen upraveným krytem rozvodu a hlavy válce.

Druhá polovina praktické části spočívala v obeznámení se s programem Valdyn od firmou Ricardo, v němž byla provedena simulace původního a nového řešení. Nejprve byla provedena simulace kinematiky obou druhů rozvodů. Byly zadávány totožné výchozí hodnoty, aby bylo možné oba rozvody objektivně porovnat. Tento argument potvrzují i výsledné grafy, které jsou stejné. Síly působící v kontaktu vačky jsou vyšší u vahadla, z toho důvodu bylo u vahadla přistoupeno k povlakování DLC.

Poté bylo přistoupeno k sestavení simulačního schématu pro dynamickou analýzu. Zde byl využit textový soubor obsahující zdvihovou závislost vačky, který byl vygenerován při simulačním výpočtu kinematiky. Hodnoty tření, tuhostí a tlumení byly zvoleny na základě manuálu softwaru Valdyn. Při výpočtu simulace dynamiky rozvodového mechanismu bylo zjištěno, že použití vahadla na místo hrníčkového zdvihátka je výhodnější. Je totiž možné dosáhnout vyšších maximálních otáček. Rozvod DOHC s hrníčkovým zdvihátkem funguje do 10000

ot.min⁻¹ motoru. Oproti tomu rozvod DOHC s vahadlem funguje do 12000 ot.min⁻¹. Díky nižší hmotnosti dochází ke vzniku menších setrvačných síl a také k menšímu odskakování ventilů. Dále díky menším kontaktním plochám dochází k menším třecím ztrátám. Z výpočtu vyplynulo, že rozdíl je přízně dvojnásobný.

Cíle práce byly splněny. Oproti zadání byly navíc vytvořeny 3D modely krytu rozvodů a víčka hlavy válce. V příloze jsou uvedeny grafy pro všechny počítané otáčky a výkresy sestavy hlavy válce, hlavy válce, třmenu vaček a sací vačky. Na přiloženém DVD je uložen 3D model hlavy válce a další 3D modely. Dále se na něm nachází program simulace a všechny výsledky. Pro tvorbu vaček je možné využít textové soubory vygenerované při simulačním výpočtu kinematiky.

7 Seznam příloh

- Příloha 1 Kinematika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 1000 až 6000 ot.min⁻¹
- Příloha 2 Kinematika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 6000 až 12000 ot.min⁻¹
- Příloha 3 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 1000 a 2000 ot.min⁻¹
- Příloha 4 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 3000 a 4000 ot.min⁻¹
- Příloha 5 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 5000 a 6000 ot.min⁻¹
- Příloha 6 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 7000 a 8000 ot.min⁻¹
- Příloha 7 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 9000 a 1000 ot.min⁻¹
- Příloha 8 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 11000 a 12000 ot.min⁻¹
- Příloha 9 Kinematika rozvodu DOHC s vahadlem – 1000 až 6000 ot.min⁻¹
- Příloha 10 Kinematika rozvodu DOHC s vahadlem – 6000 až 12000 ot.min⁻¹
- Příloha 11 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem – 1000 a 2000 ot.min⁻¹
- Příloha 12 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem – 3000 a 4000 ot.min⁻¹
- Příloha 13 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem – 5000 a 6000 ot.min⁻¹
- Příloha 14 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem – 7000 a 8000 ot.min⁻¹
- Příloha 15 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem – 9000 a 10000 ot.min⁻¹
- Příloha 16 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem – 11000 a 12000 ot.min⁻¹
- Příloha 17 Výkres sestavy hlavy válce
- Příloha 18 Výrobní výkres hlavy válce a třmenu vaček
- Příloha 19 Výrobní výkres vahadla
- Příloha 20 Výrobní výkres sací vačky

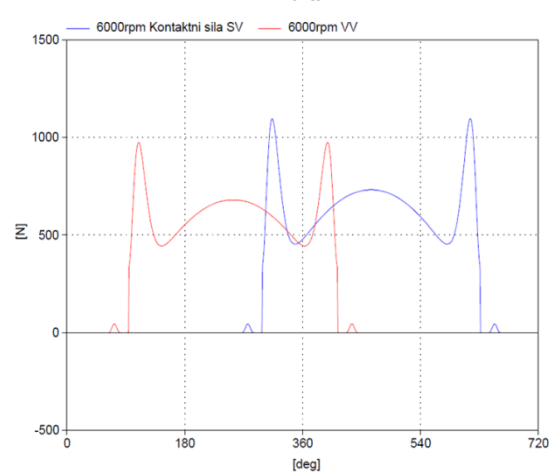
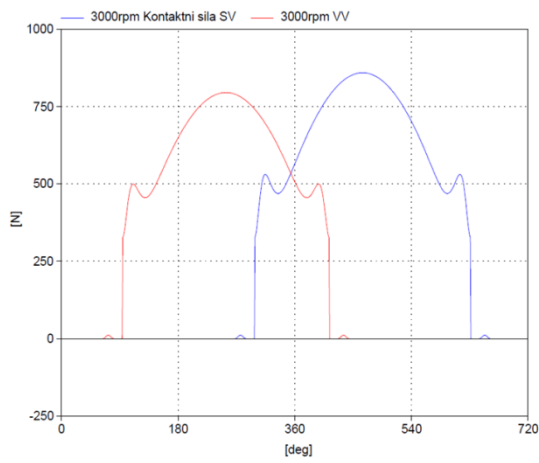
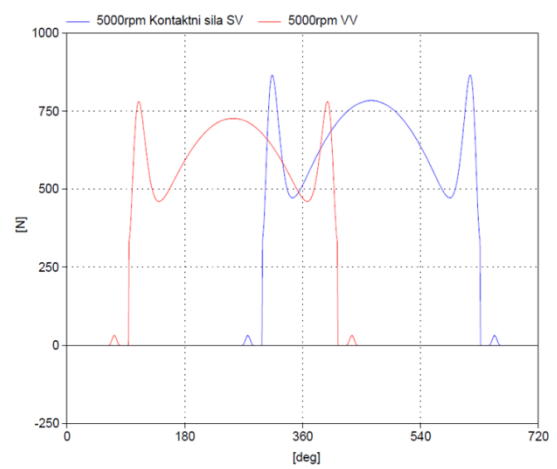
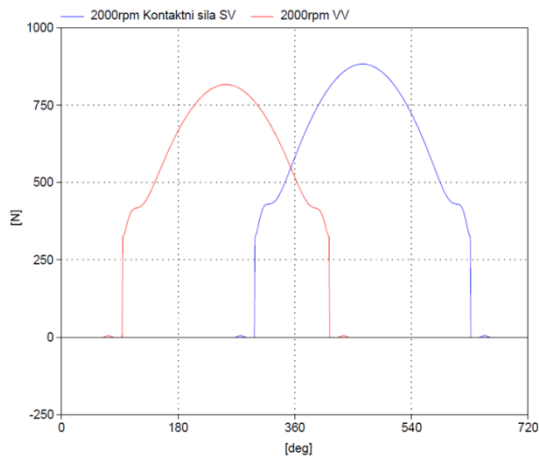
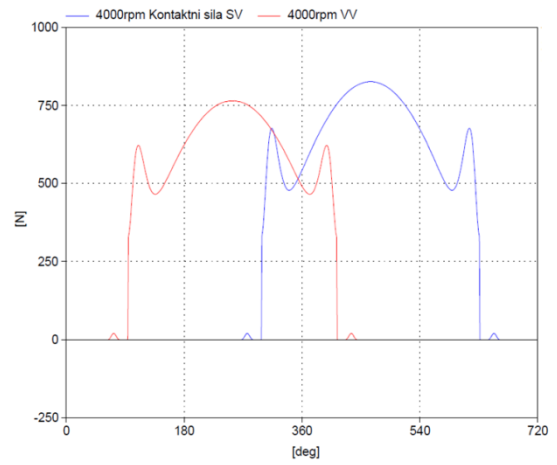
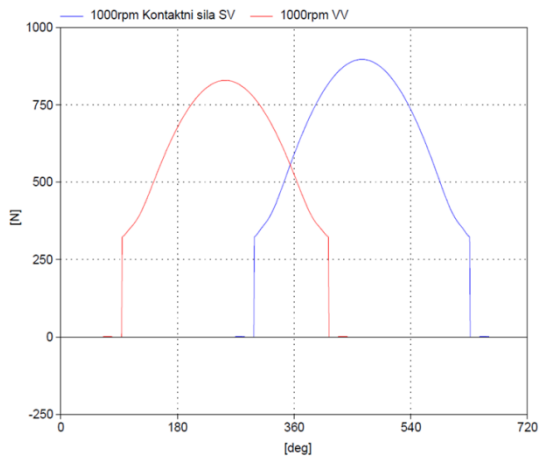
8 Literatura

- [1] VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů 1, 2*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [2] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [4] BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. *Internal Combustion Engine Handbook: Basic, Components, Systems, and Perspectives*. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
- [5] 2017 Suzuki GSX-R1000 tech photo gallery [online]. [cit. 2022-03-10].
Dostupný z: <http://www.cycleworld.com/2017-suzuki-gsx-r1000-and-gsx-r1000r-technical-review-photo-gallery/>
- [6] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily: 3, Motory*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010, 179 s. : barev. il. ; 25 cm. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [7] How do the valves work in a MotoGP engine [online]. [cit. 2022-03-17].
Dostupné z: <https://www.boxrepsol.com/en/motogp-en/how-do-the-valves-work-in-motogp-engine/>
- [8] PAUER, Václav. *Vývoj konstrukce Závodních vozů: vše podstatné z historie techniky formulových vozů*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3015-8.
- [10] ŠTÁBL, Tomáš. *Návrh ventilového rozvodu pro zážehový motor*. Brno, 2009. Diplomová práce, VUT.
- [11] Manuály softwaru Ricardo Valdýn
- [12] About Those Finger Followers On Sportbike Engines [online]. [cit. 2022-03-17].
Dostupné z: <https://www.cycleworld.com/about-those-finger-followers-on-sportbike-engines/>
- [13] What is a 'Finger Follower'? [online]. [cit. 2022-03-17]. Dostupné z:
<https://www.bennetts.co.uk/bikesocial/news-and-views/features/bikes/what-is-a-finger-follower>
- [14] 5 milníků v historii jednostopých vozidel: první motocykl měl čtyři kola [online]. [cit. 2022-03-18]. Dostupné z: <https://g.cz/5-milniku-v-historii-jednostopych-vozidel-prvni-motocykl-mel-ctyri-kola/>
- [15] návody a tutoriály Valdýn
- [16] MOROZOV, Anton. *Jednoválcový motor pro silniční závodní motocykl*. Brno, 2014. Diplomová práce, VUT.
- [17] Plochodrážní motocykly [online]. [cit. 2022-03-17].

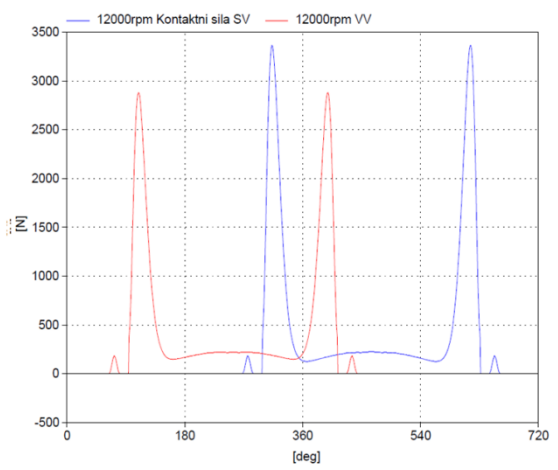
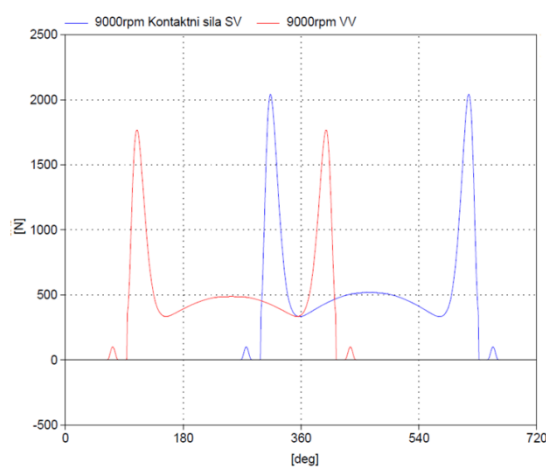
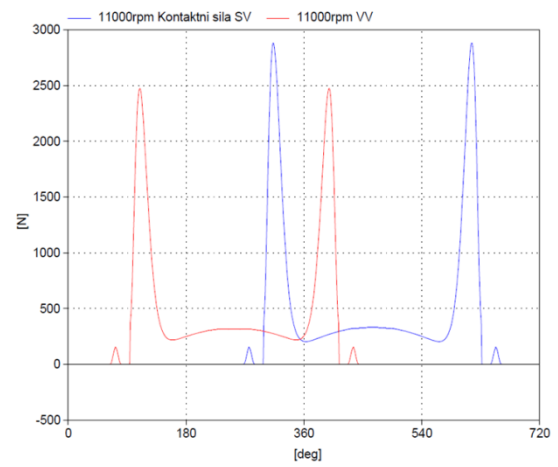
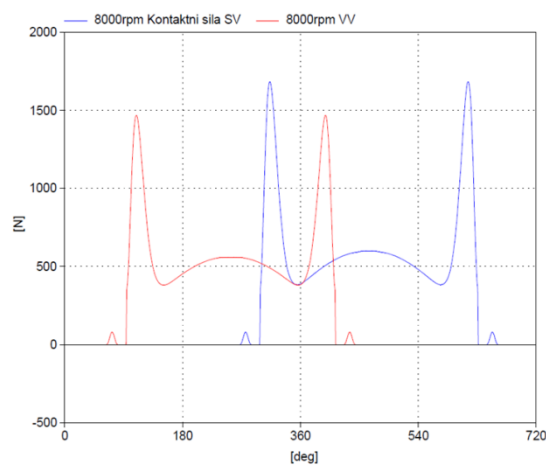
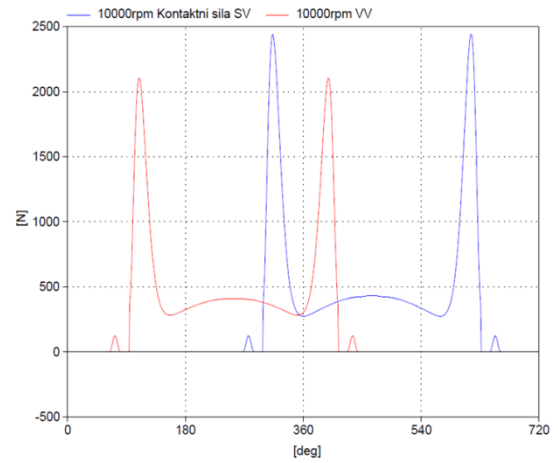
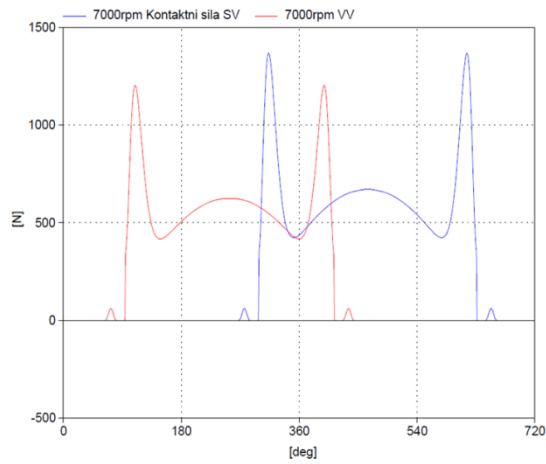
- Dostupné z: <https://www.kolemkola.cz/plochodrazni-motocykly.html>
- [18] Teplota na povrchu ventilu [online]. [cit. 2022-18-04]. Dostupný z: https://www.autoforum.cz/tmp/magazin/c9/Co_dela_sodik_v_motoru_auta_02.jpg
- [19] New V4 Granturismo [online]. [cit. 2022-04-05]. Dostupný z: <https://www.ducati.com/ww/en/bikes/multistrada/v4-granturismo?tab=Tech>
- [20] Kawasaki Ninja ZX-10R pro modelový rok 2019 nabídne vyšší výkon i točivý moment [online]. [cit. 2022-04-05]. Dostupný z: <https://www.auto.cz/kawasaki-ninja-zx-10r-pro-modelovy-rok-2019-nabidne-vyssi-vykon-i-tocivy-moment-124370>
- [21] Inside the 2017 Suzuki GSX-R1000 Part 2: Engine [online]. [cit. 2022-04-05]. Dostupný z: <https://www.cycleworld.com/sport-rider/inside-2017-suzuki-gsx-r1000-part-2-engine/>
- [22] Suzuki GSX-R1000 [online]. [cit. 2022-04-10]. Dostupný z: https://www.motorcyclespecs.co.za/model/suzu/Suzuki_GSX-R_1000_17.html
- [23] Yamaha motor launches 2020 YZF-R1 [online]. [cit. 2022-04-12]. Dostupný z: <https://www.mynewsdesk.com/yamaha-motor/pressreleases/yamaha-motor-launches-2020-yzf-r1-and-yzf-r1m-in-us-and-europe-supersport-flagship-models-with-further-advanced-and-enhanced-track-performance-2897580>
- [24] BMW S 1000 RR [online]. [cit. 2022-04-12]. Dostupné z: <https://www.bmw-motorrad.cz/cs/models/sport/s1000rr.html#/section-radovy-ctyrvalcovy-motor>
- [25] Schéma rozvodu SV [online]. [cit. 2022-03-01]. Dostupné z: <https://kutiluv-zapisnik.cz/wp-content/uploads/2015/12/sv.jpg>
- [26] Schéma rozvodu OHV [online]. [cit. 2022-03-01]. Dostupné z <https://kutiluv-zapisnik.cz/wp-content/uploads/2015/12/ohv.jpg>
- [27] Schéma rozvodu OHC [online]. [cit. 2022-03-01]. Dostupné z <https://kutiluv-zapisnik.cz/wp-content/uploads/2015/12/ohc.jpg>
- [28] Schéma rozvodu DOHC [online]. [cit. 2022-03-01]. Dostupné z <https://kutiluv-zapisnik.cz/wp-content/uploads/2015/12/dohc.jpg>
- [29] Ti ventily [online]. [cit. 2022-04-01]. Dostupný z: <https://www.cycleworld.com/resizer/Cbrz3bYtNaGYhvRhhaViLXpgCm4=/1440x0/smart/cloudfront-us-east-1.images.arcpublishing.com/octane/RJKRCAE2QNEMRD4RTUTMMY2KQM.jpg>
- [30] Pneumatické pružiny [online]. [cit. 2022-04-05]. Dostupné z: https://img.playbuzz.com/image/upload/ar_1.5.c_crop/q_auto:good,f_auto,fl_lossy,w_640,c_limit,dpr_1/v1546850222/veyuwkarxhariz3n2km5.jpg
- [31] Desmodromický rozvod 3D model [online]. [cit. 2022-03-19]. Dostupný z: <https://media.superbike.co.uk/legacy-image/path/sites/2/2015/01/Desmosedici-valves-2.jpg>
- [32] Motor Kawasakii Ninja ZX-10RR 2019 [online]. [cit. 2022-03-19]. Dostupný z: https://www.cycleworld.com/resizer/0fgPRhR24UQhpjG_Fgu5Akq6uKg=/1440x0/smart/c

- [loudfront-us-east-1.images.arcpublishing.com/octane/IWMOSSEZBFAHHPTS7FK36XWE6M.jpg](https://www.motoforum.cz/tmp/bmw-s1000rr_2009_19_800.jpg)
- [33] BMW s1000rr [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupný z:
https://www.motoforum.cz/tmp/bmw-s1000rr_2009_19_800.jpg
- [34] Suzuki GSX-R1000 [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupný z:
https://www.cycleworld.com/resizer/EBmv4N0KqfzILxG_ieMRa1A2XYE=/1440x0/smart/cloudfront-us-east-1.images.arcpublishing.com/octane/B6SDS3WZDLAKJ7B632RGSSP3SQ.jpg
- [35] Ducati Multistrada [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupný z:
<https://images.ctfassets.net/x7j9qwvpr5s/3LGj4ipnHE5bE2p5fCdgJo/42aa01dcf55b8fd9368986da23c66bdf/Motore-1706-03-gallery-1920x1080.jpg>
- [36] Vahadlo Yamaha yzf-r1 [online]. [cit. 2022-03-25]. Dostupný z:
https://res.cloudinary.com/mynewsdesk-cld/image/upload/t_limit_1000/ebkpx6o1dt11kdrev8ba.jpg
- [37] Časový průběh výchylky v závislosti na velikosti poměrného útlumu [online]. [cit. 2022-04-20] Dostupný z: <https://cppwind.com/wp-content/uploads/2019/08/motion-monitor-01.jpg>
- [38] Kmitání mechanický soustav [online]. [cit. 2022-04-20]. Dostupný z:
http://www.kmp.tul.cz/system/files/kmitani_uvod_1st_volnosti-icast_rezim_kompatibility.pdf

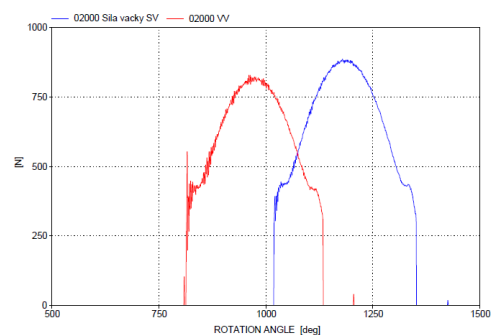
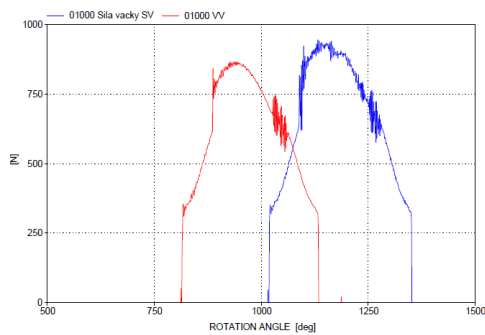
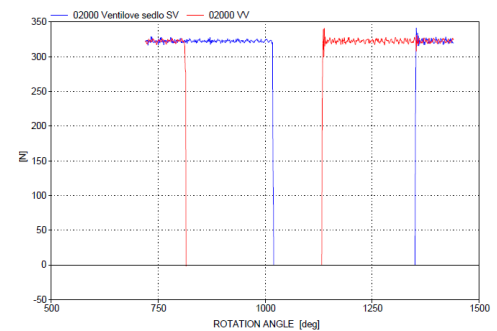
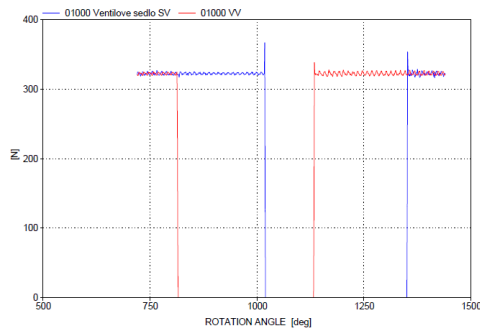
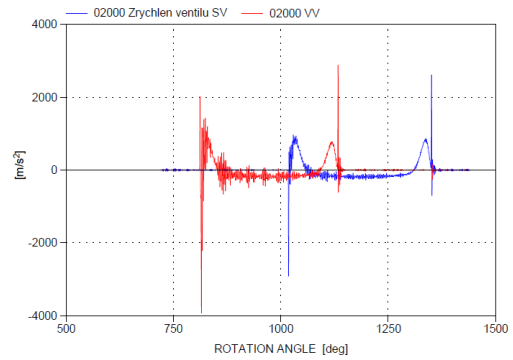
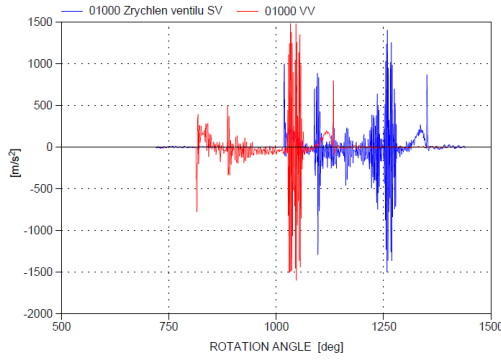
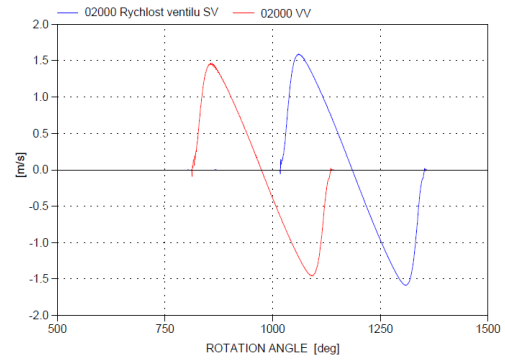
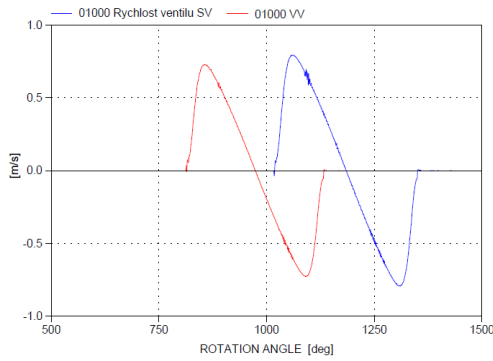
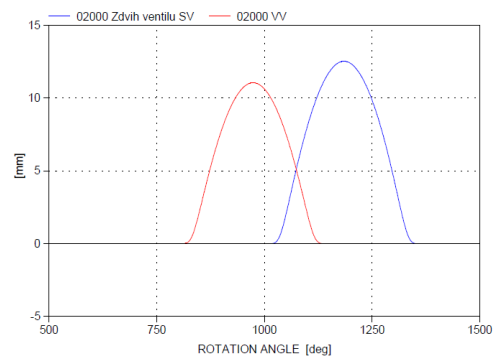
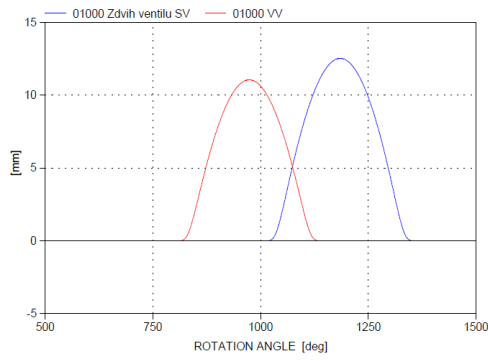
Příloha 1 Kinematika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 1000 až 6000 ot.min⁻¹



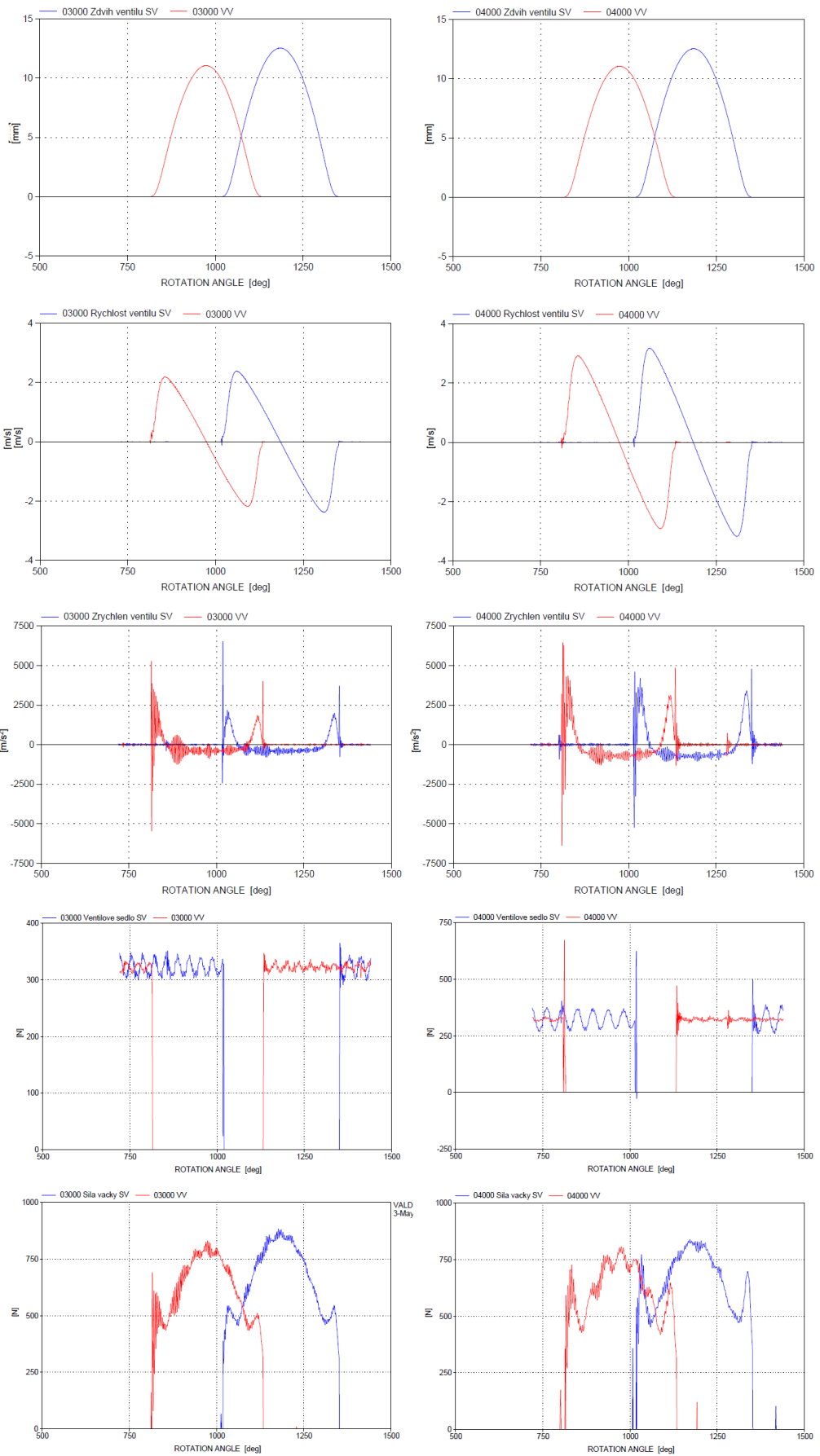
Příloha 2 Kinematika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 6000 až 12000 ot.min⁻¹



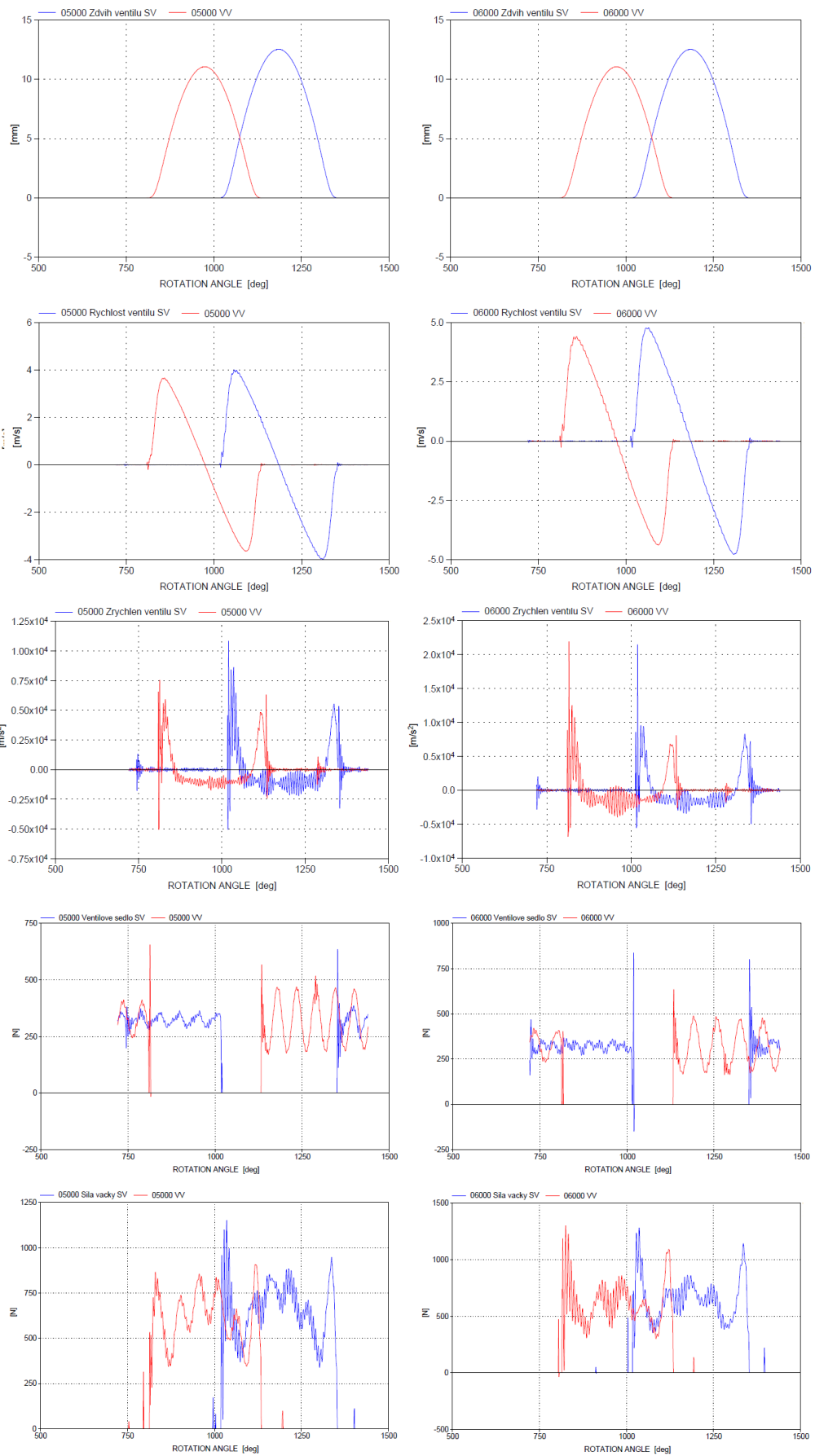
Příloha 3 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 1000 a 2000 ot.min⁻¹



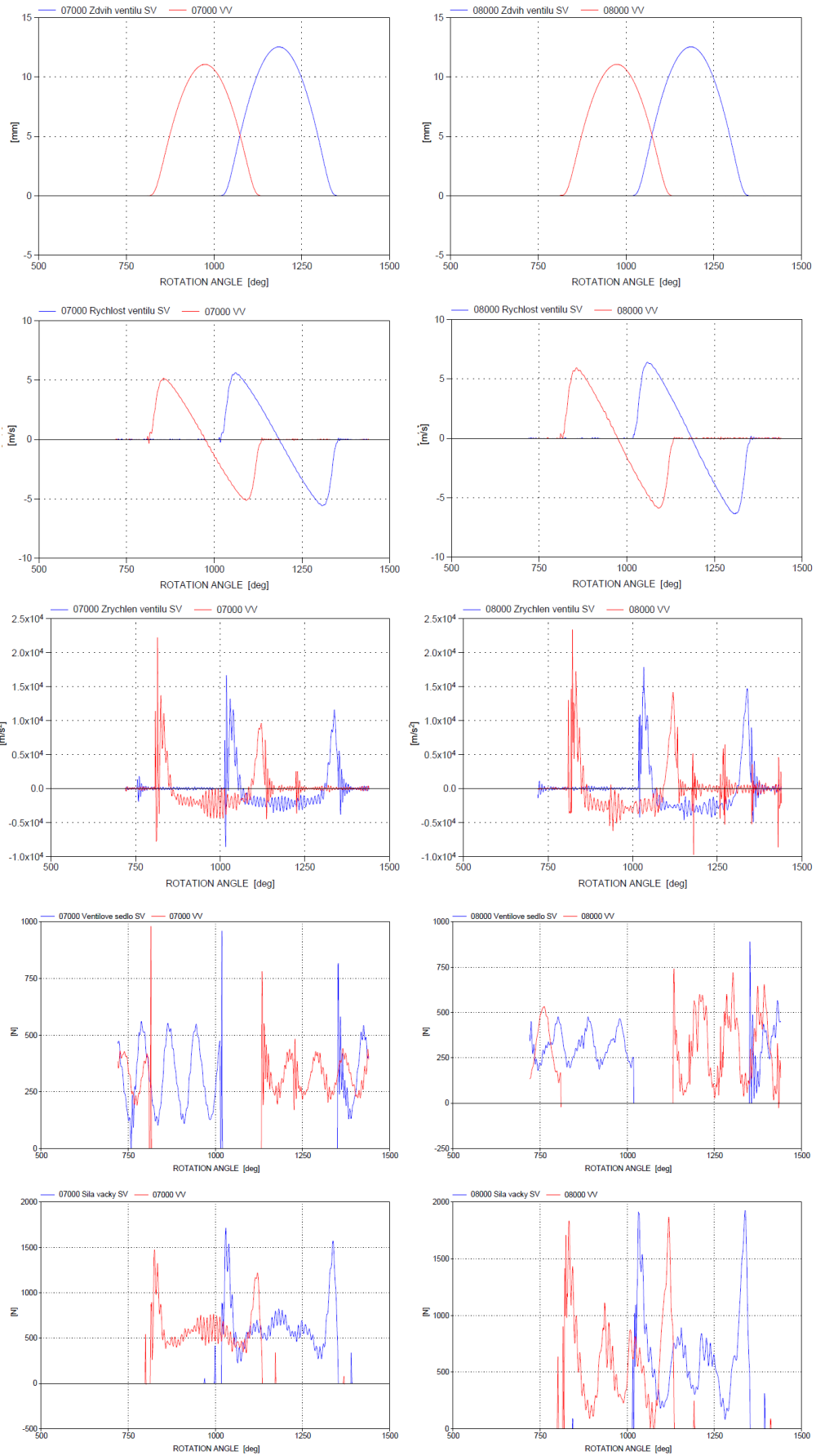
Příloha 4 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 3000 a 4000 ot.min⁻¹



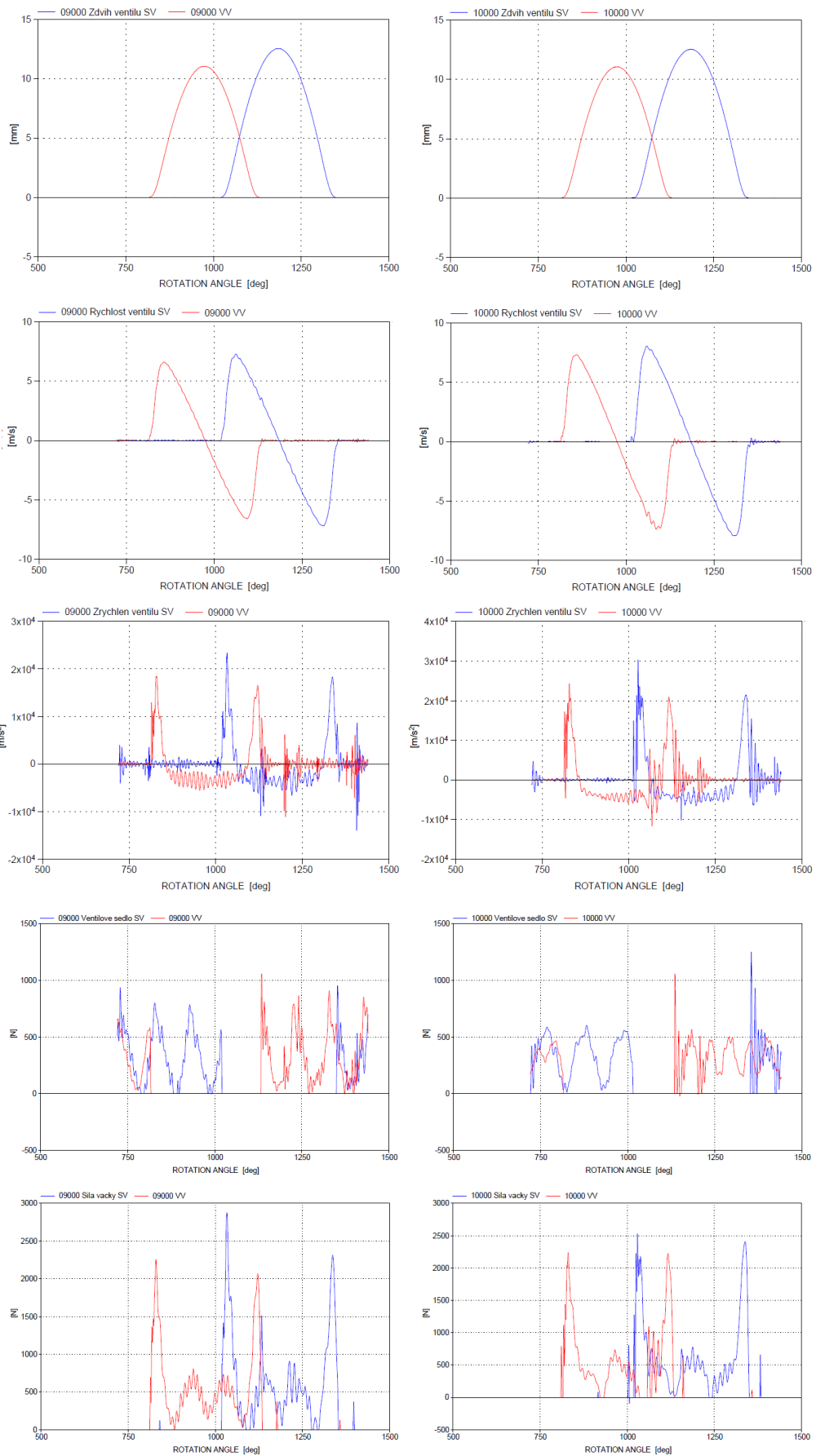
Příloha 5 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 5000 a 6000 ot.min⁻¹



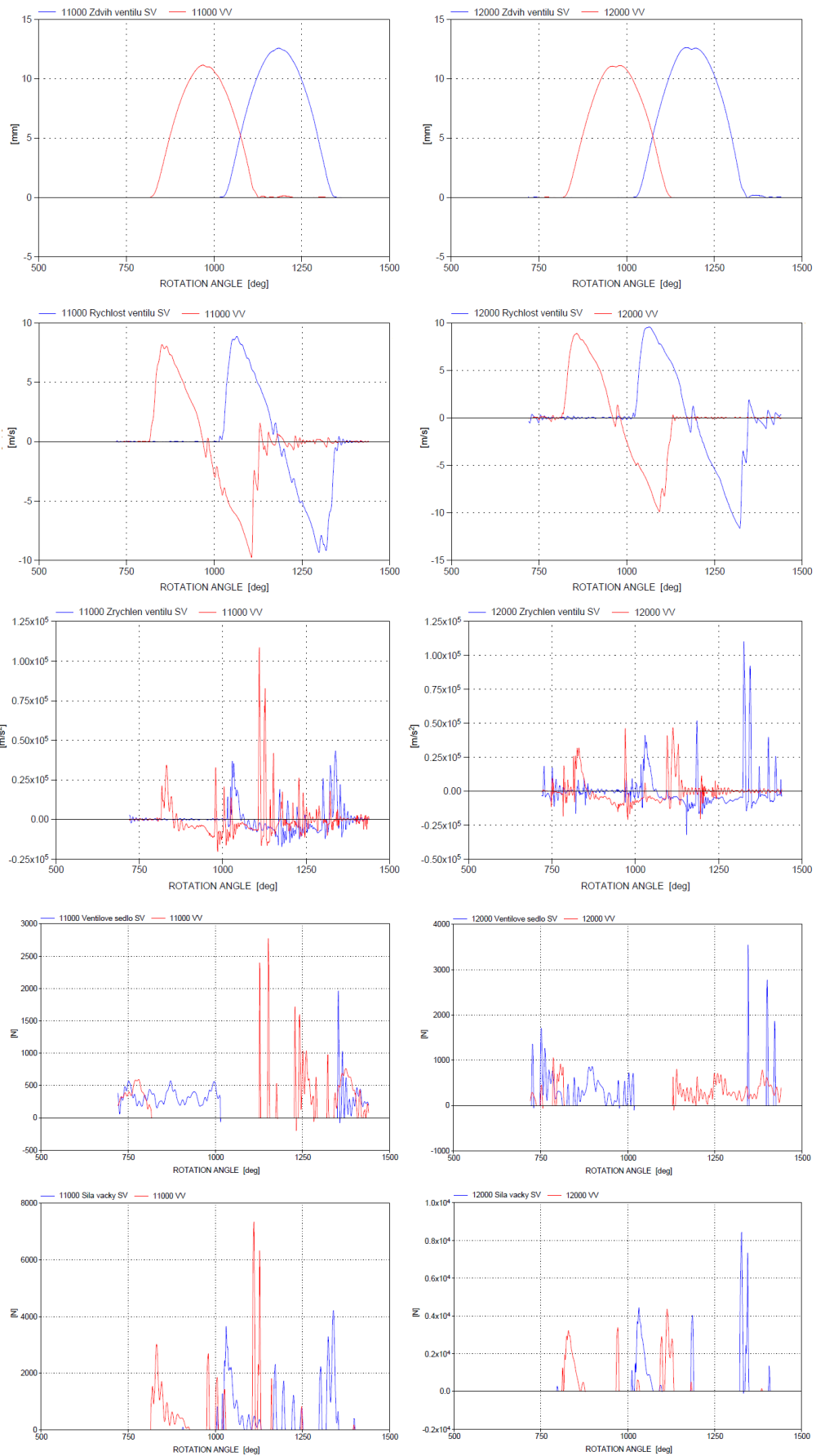
Příloha 6 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 7000 a 8000 ot.min⁻¹



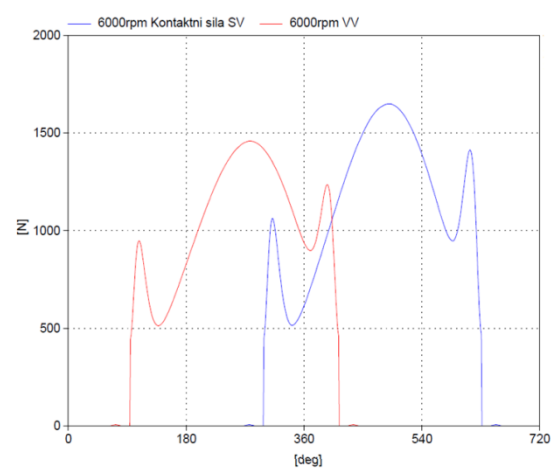
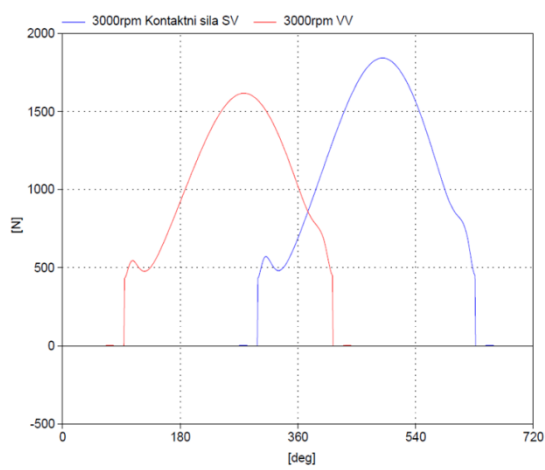
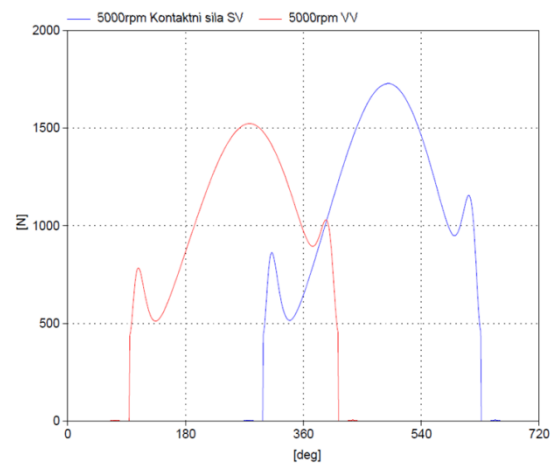
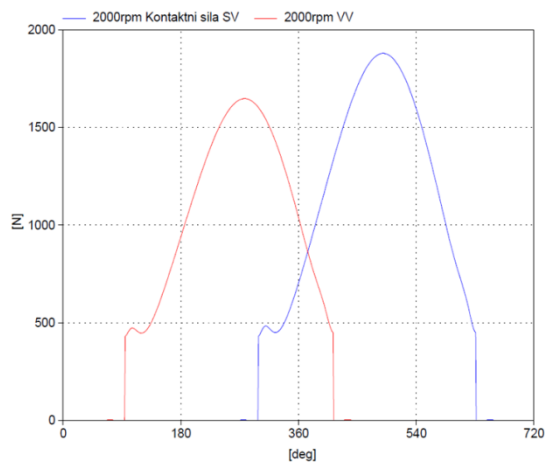
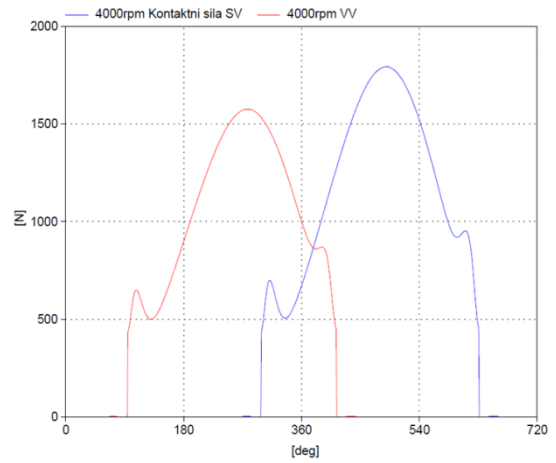
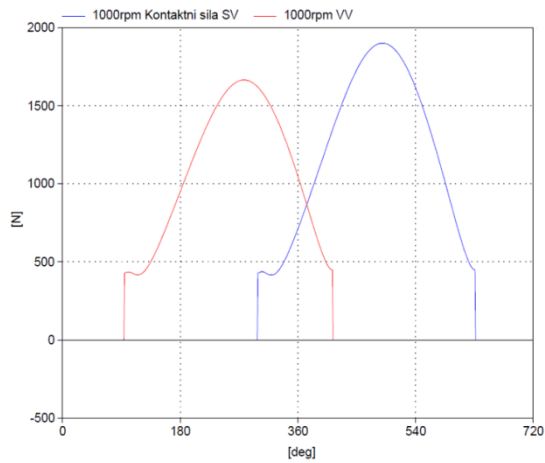
Příloha 7 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 9000 a 10000 ot.min⁻¹



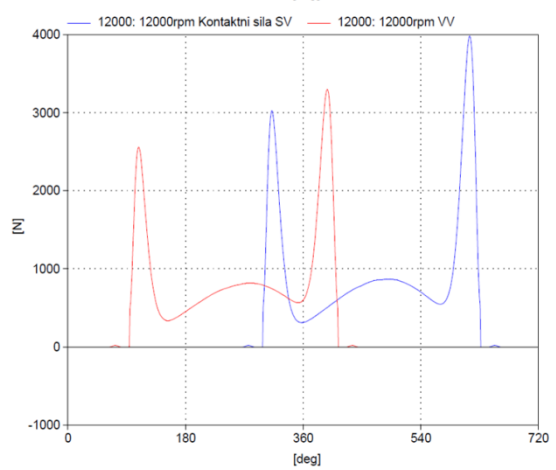
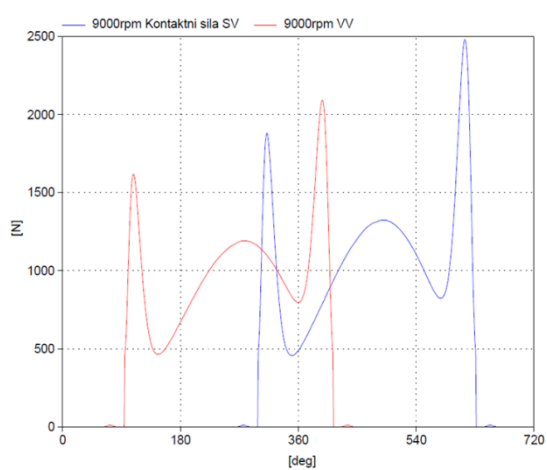
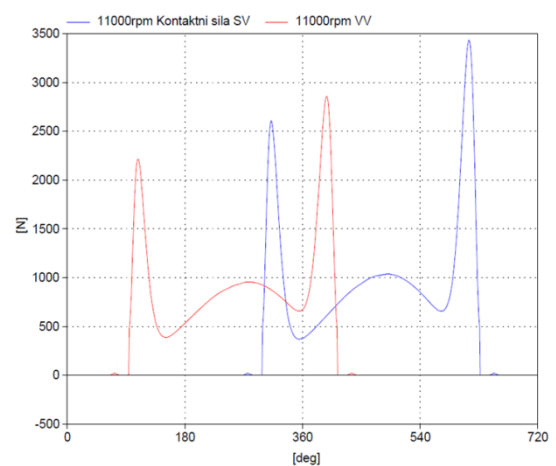
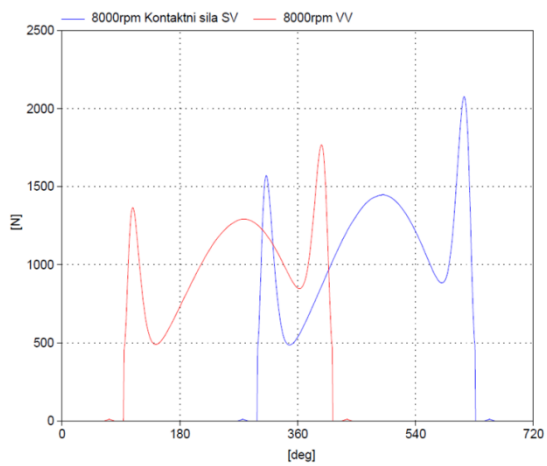
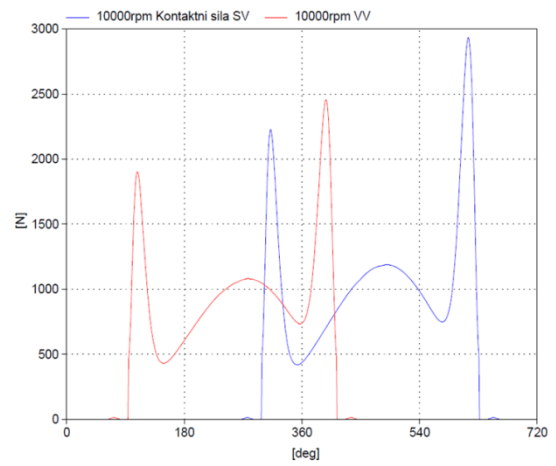
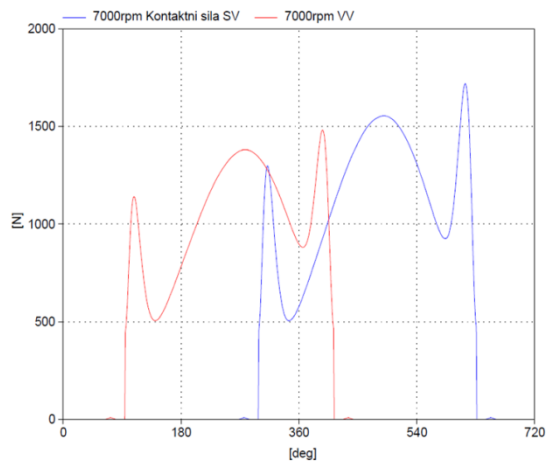
Příloha 8 Dynamika rozvodu DOHC s hrníčkovým zdvihátkem – 10000 a 12000 ot.min⁻¹



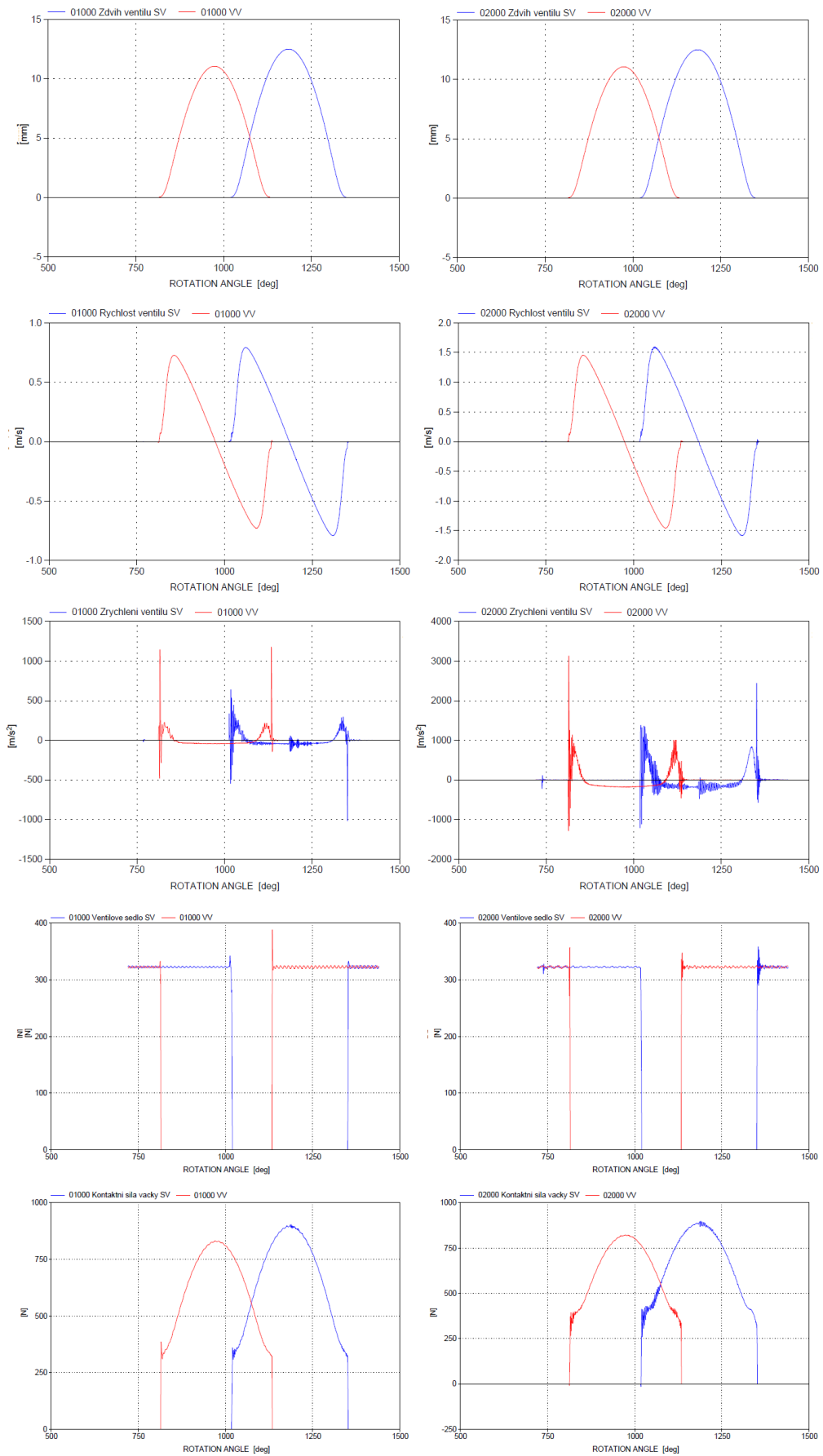
Příloha 9 Kinematika rozvodu DOHC s vahadlem – 1000 až 6000 ot.min⁻¹



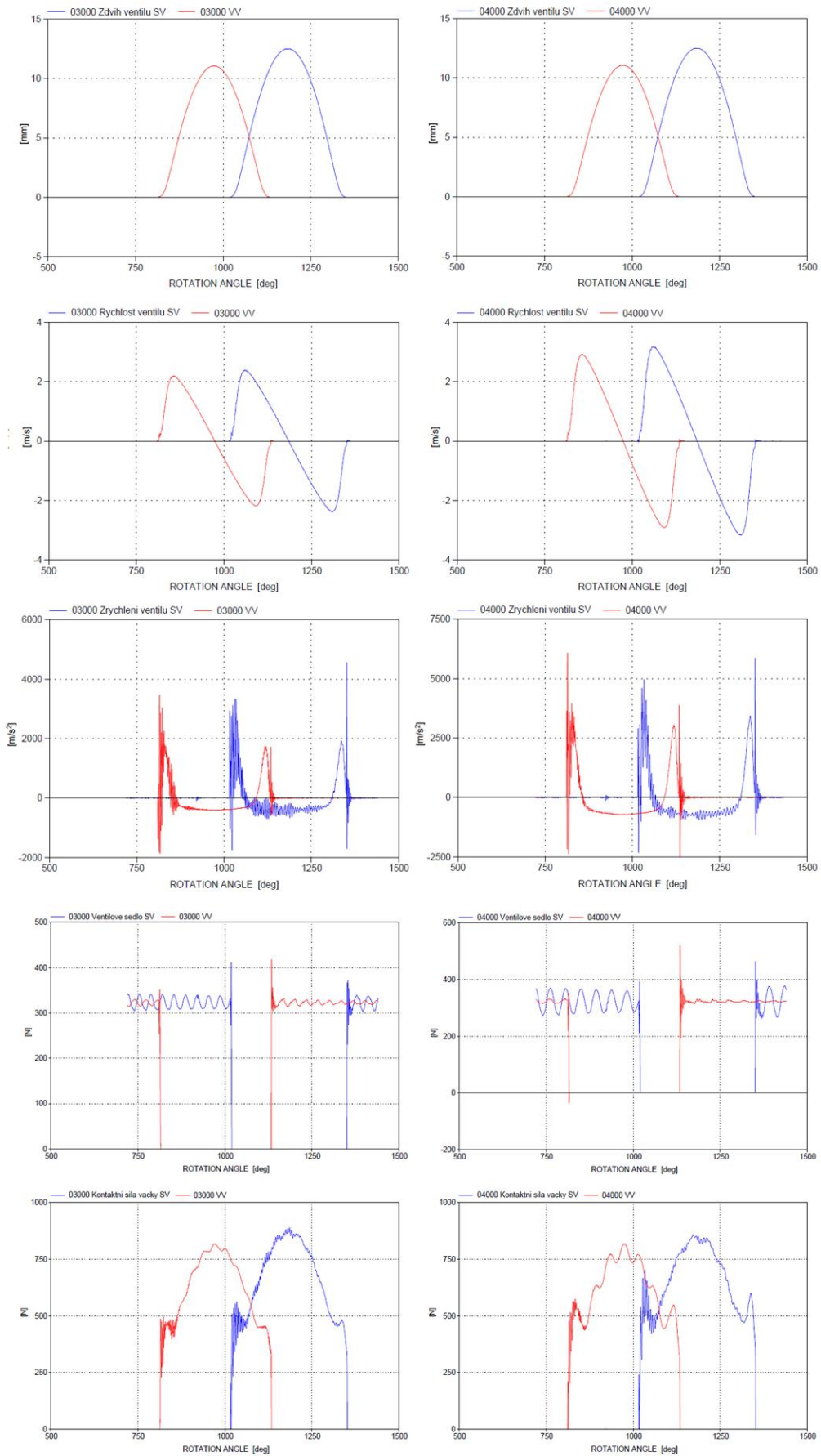
Příloha 10 Kinematika rozvodu DOHC s vahadlem – 7000 až 12000 ot.min⁻¹



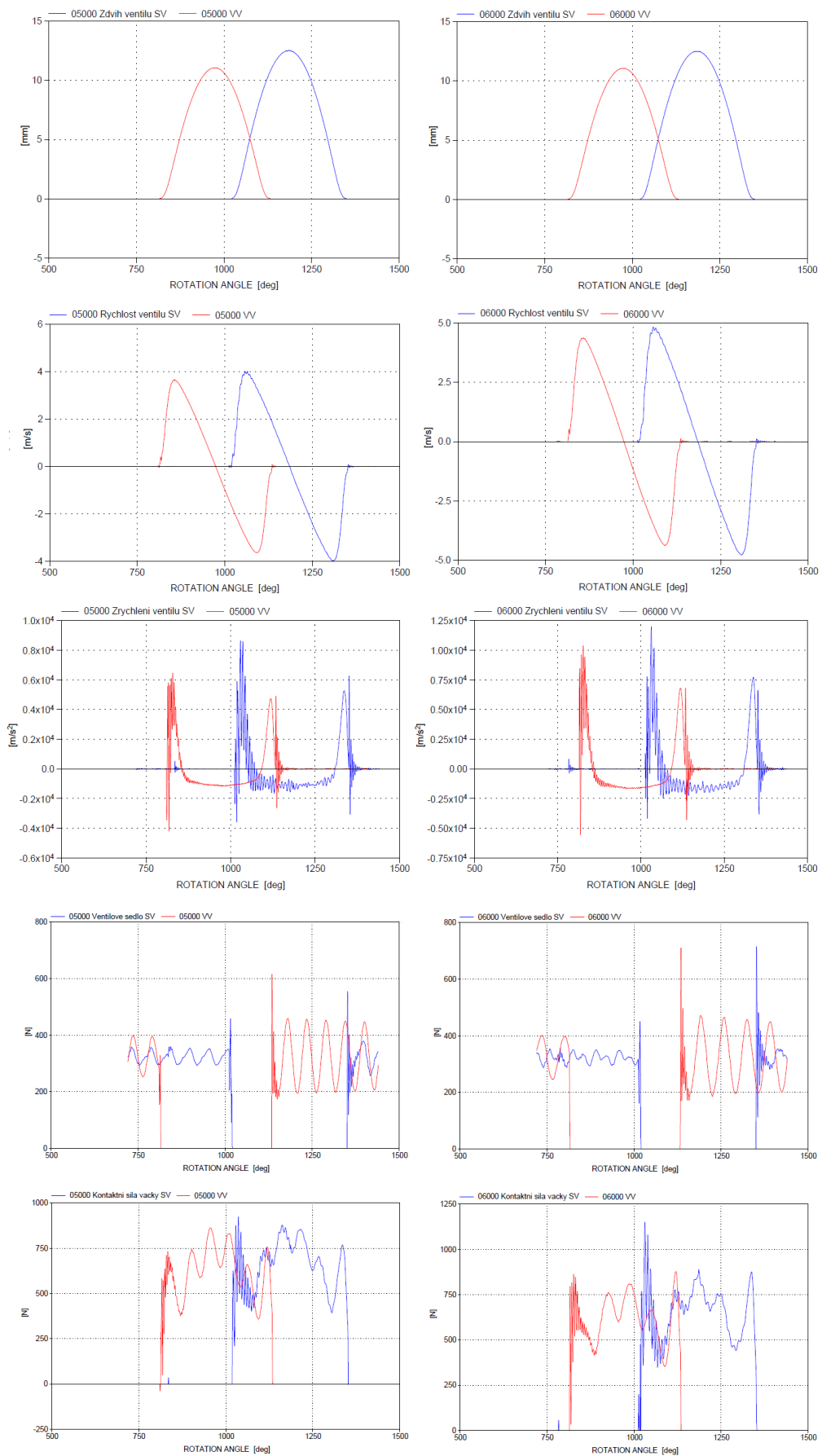
Příloha 11 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem - 1000 a 2000 ot.min⁻¹



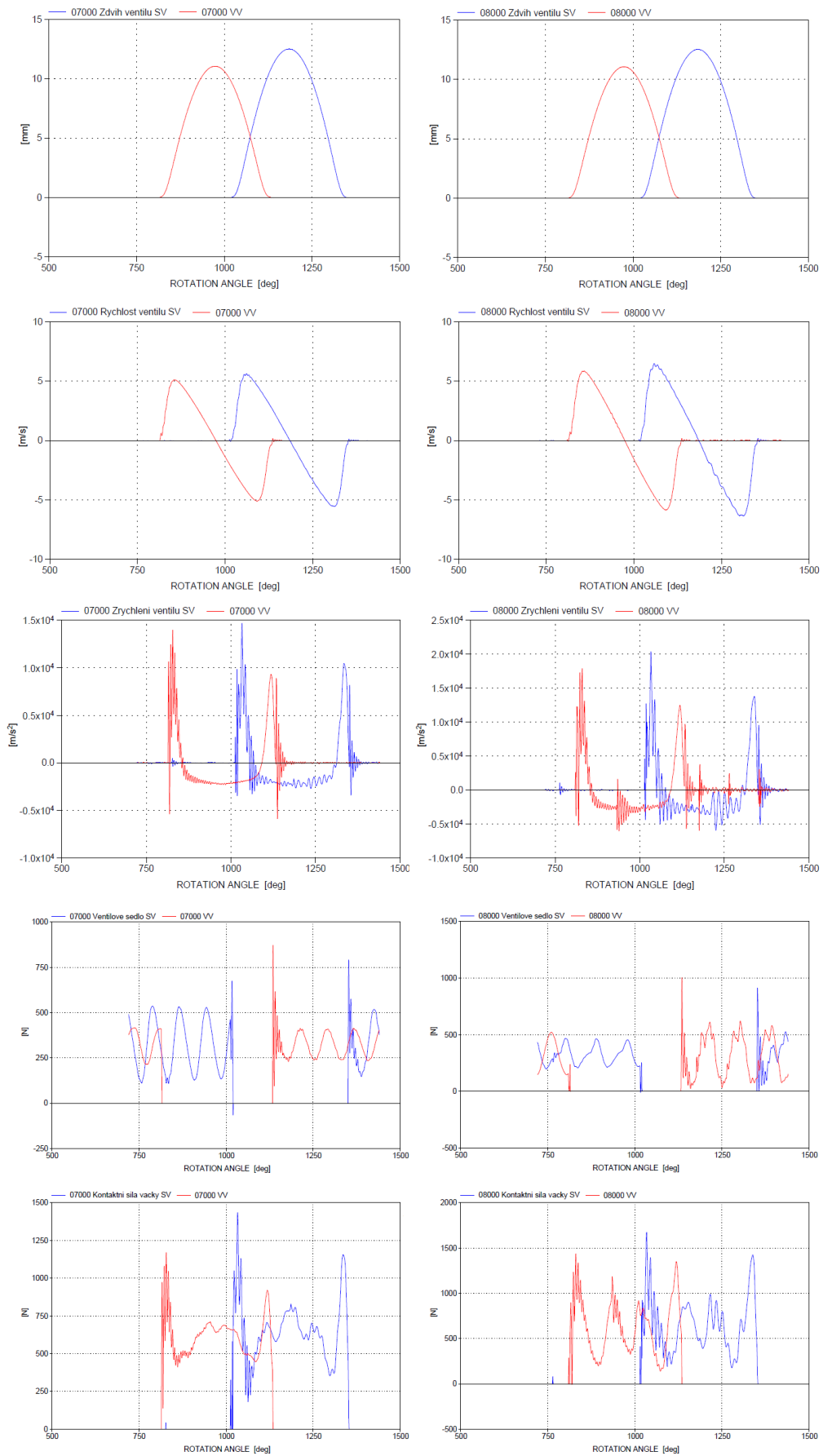
Příloha 12 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem - 3000 a 4000 ot.min⁻¹



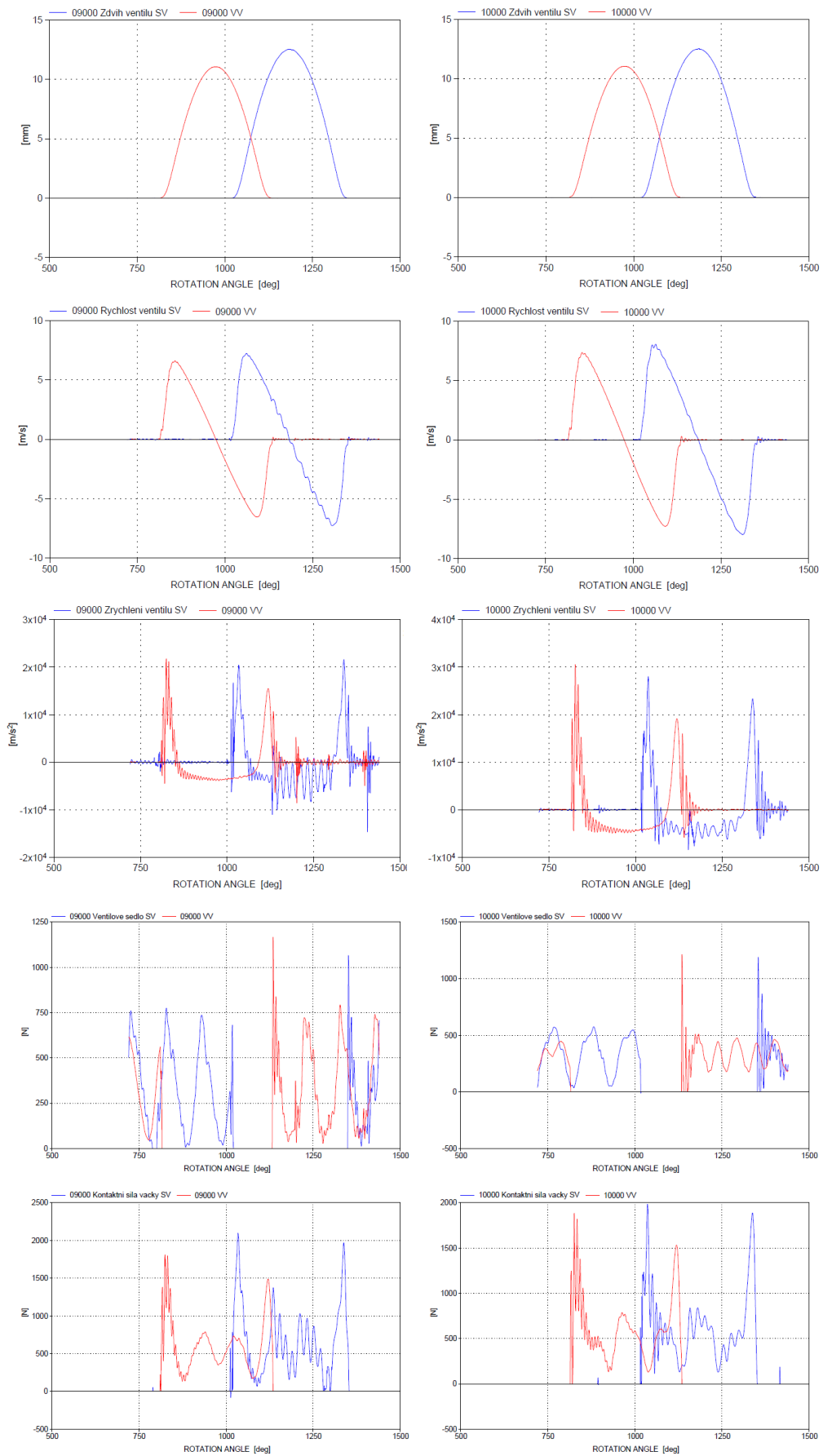
Příloha 13 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem - 5000 a 6000 ot.min⁻¹



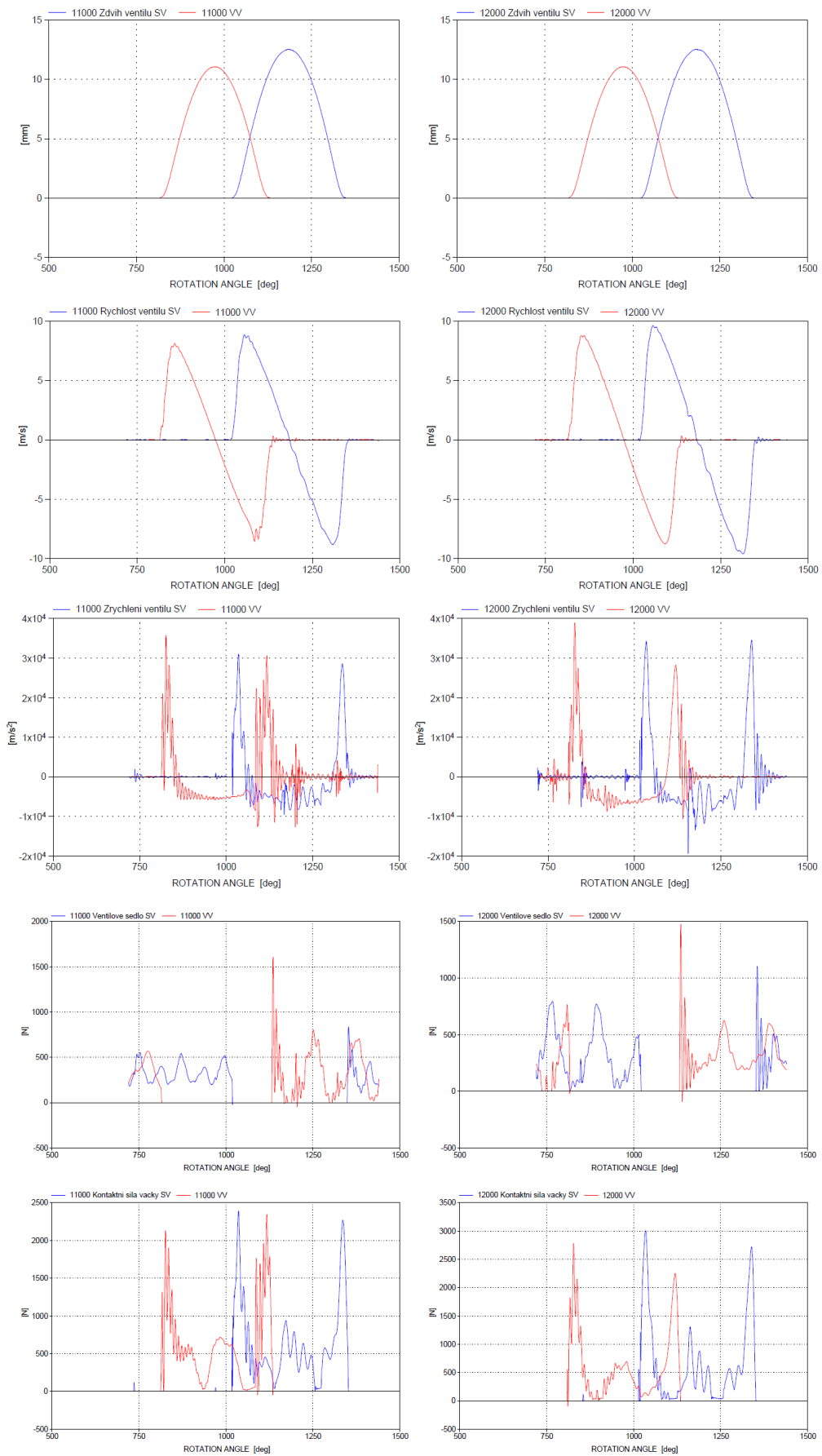
Příloha 14 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem - 7000 a 8000 ot.min⁻¹



Příloha 15 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem - 9000 a 10000 ot.min⁻¹

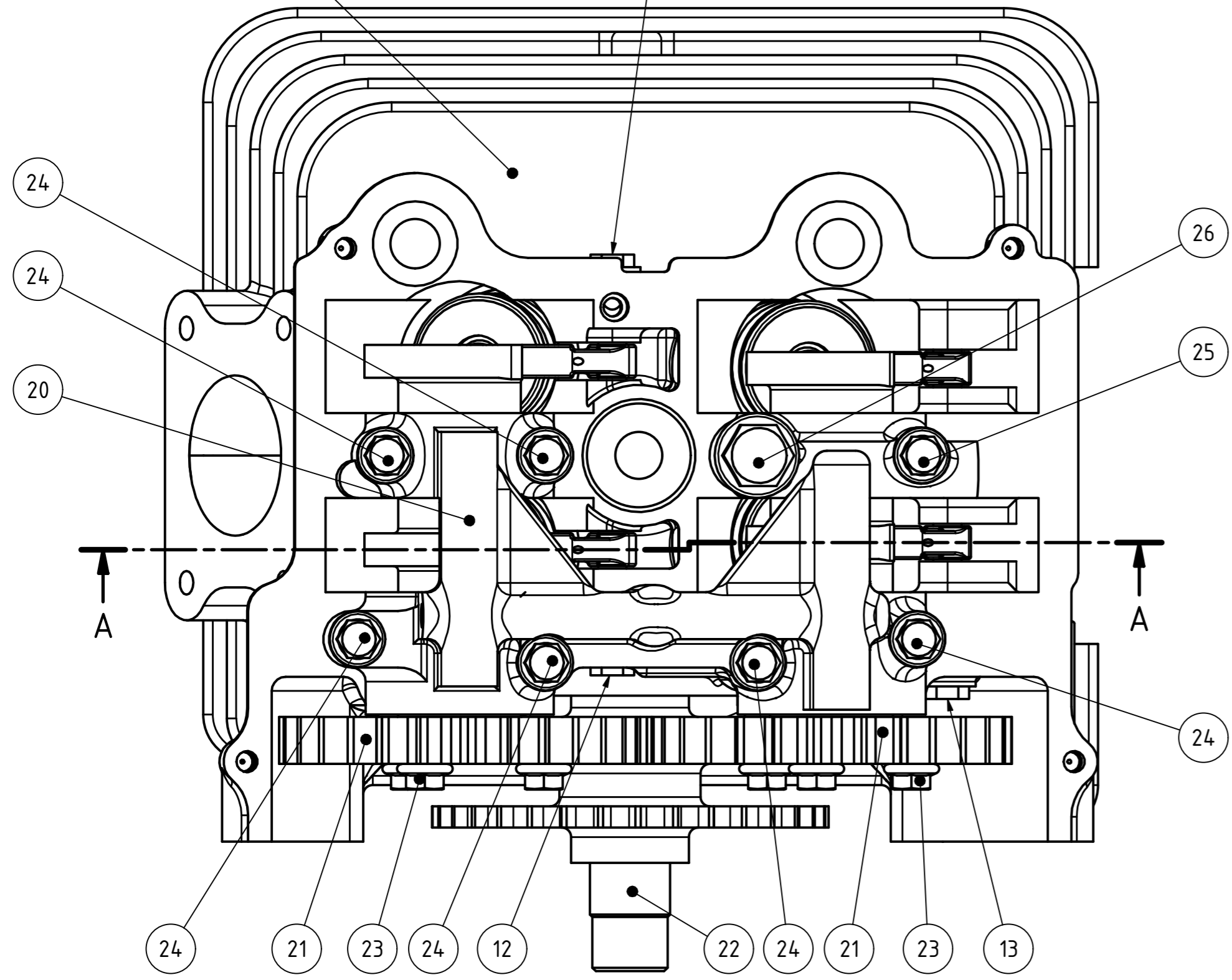
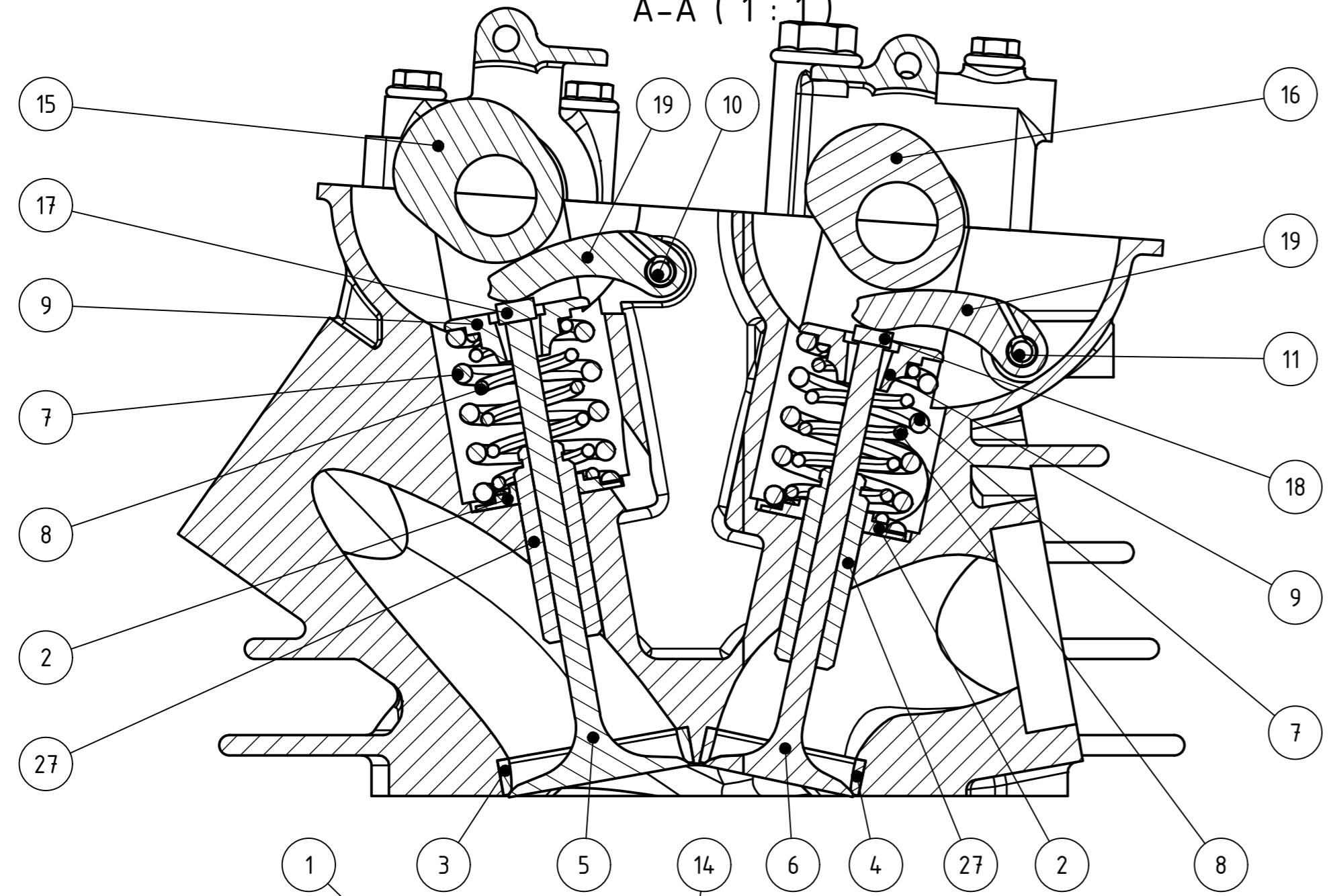


Příloha 16 Dynamika rozvodu DOHC s vahadlem - 10000 a 12000 ot.min⁻¹



8 7 6 5 4 3 2 1

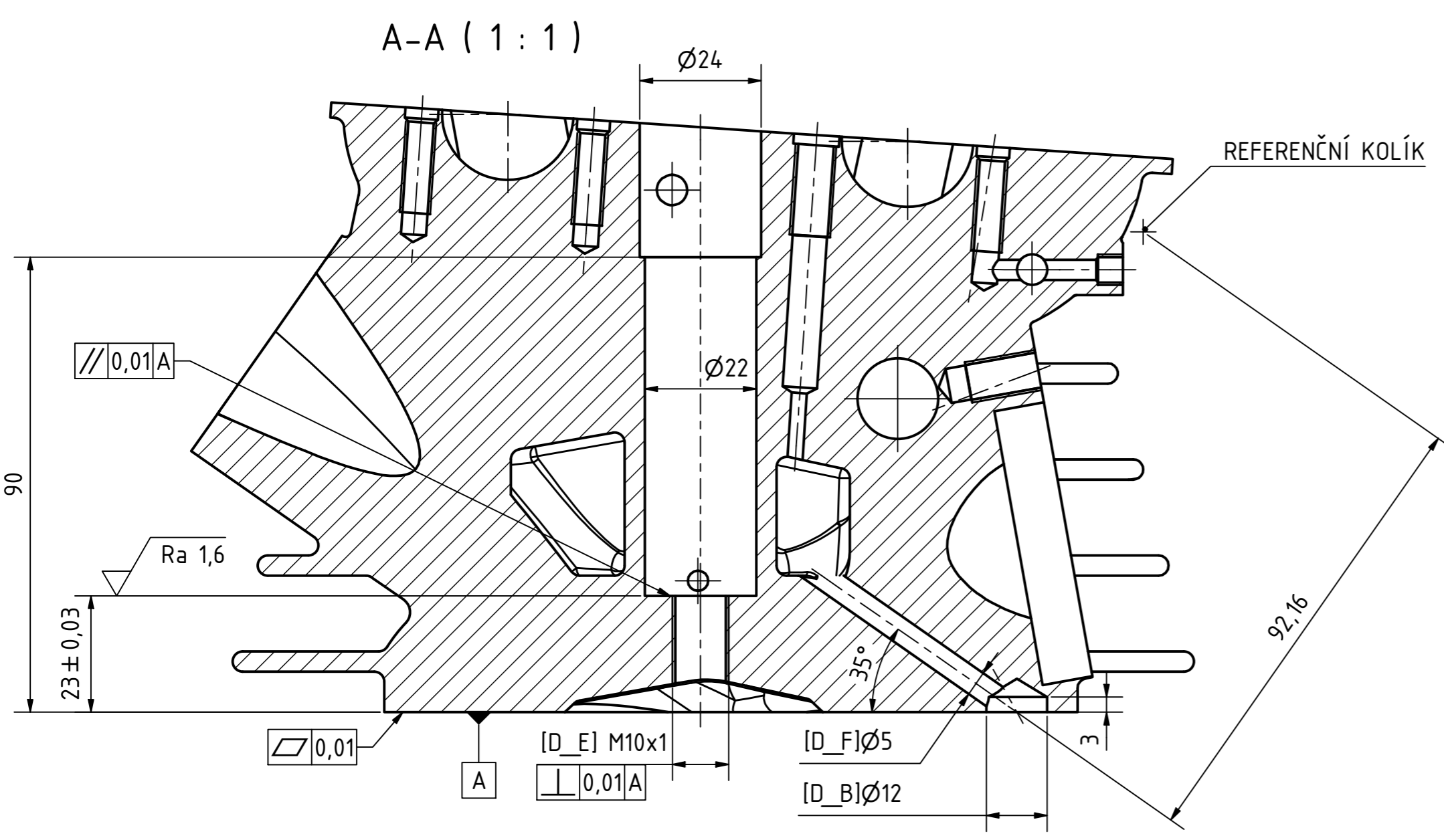
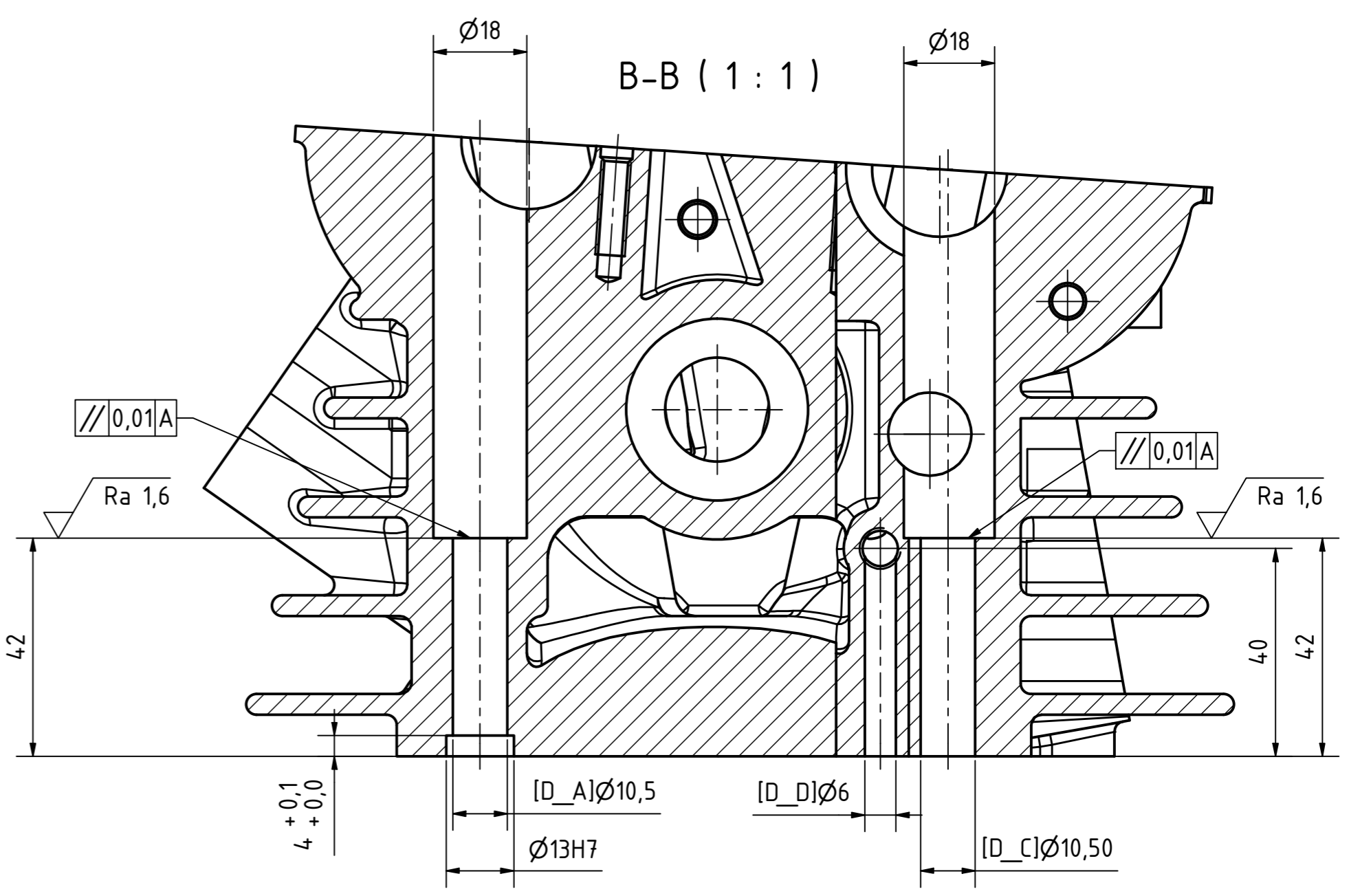
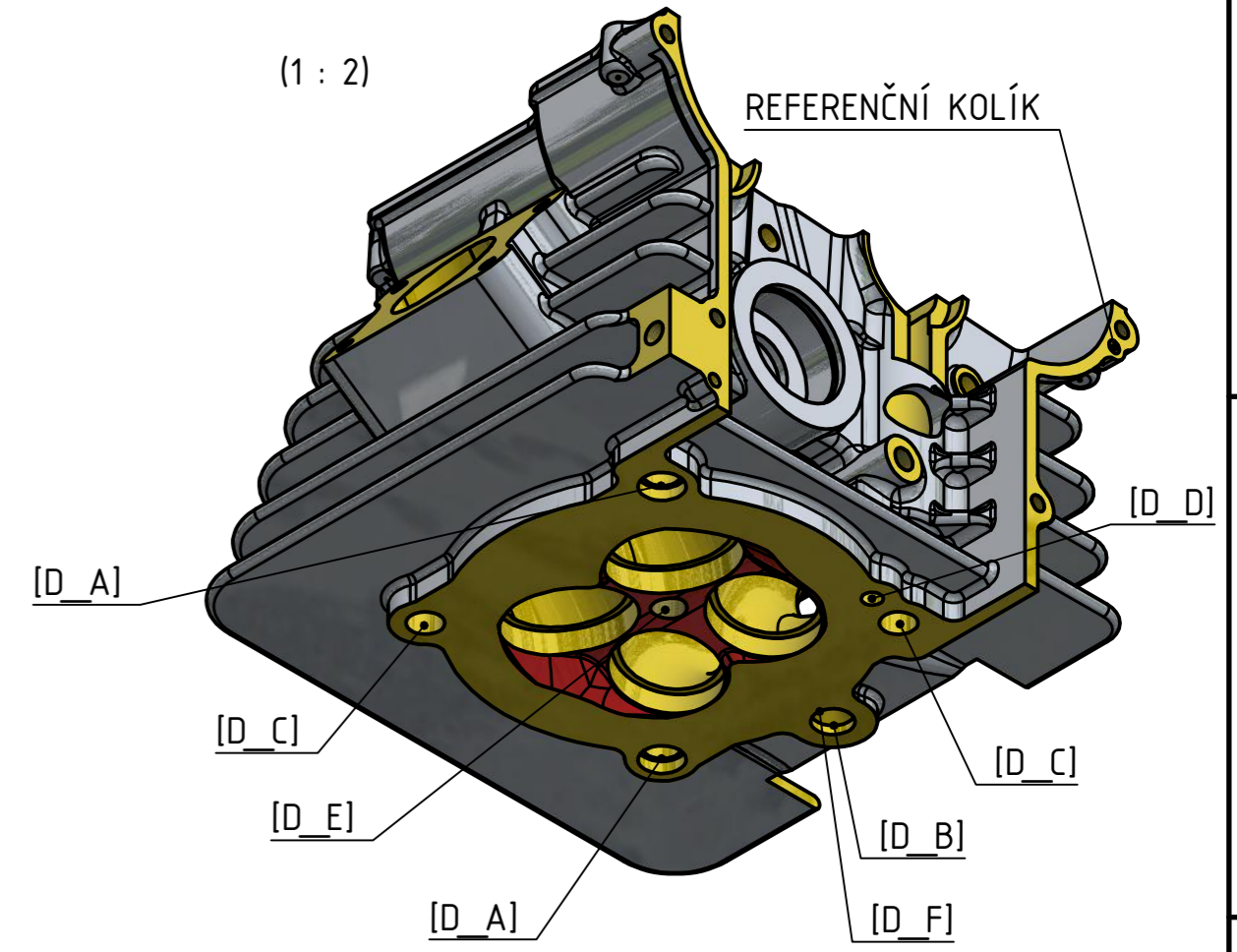
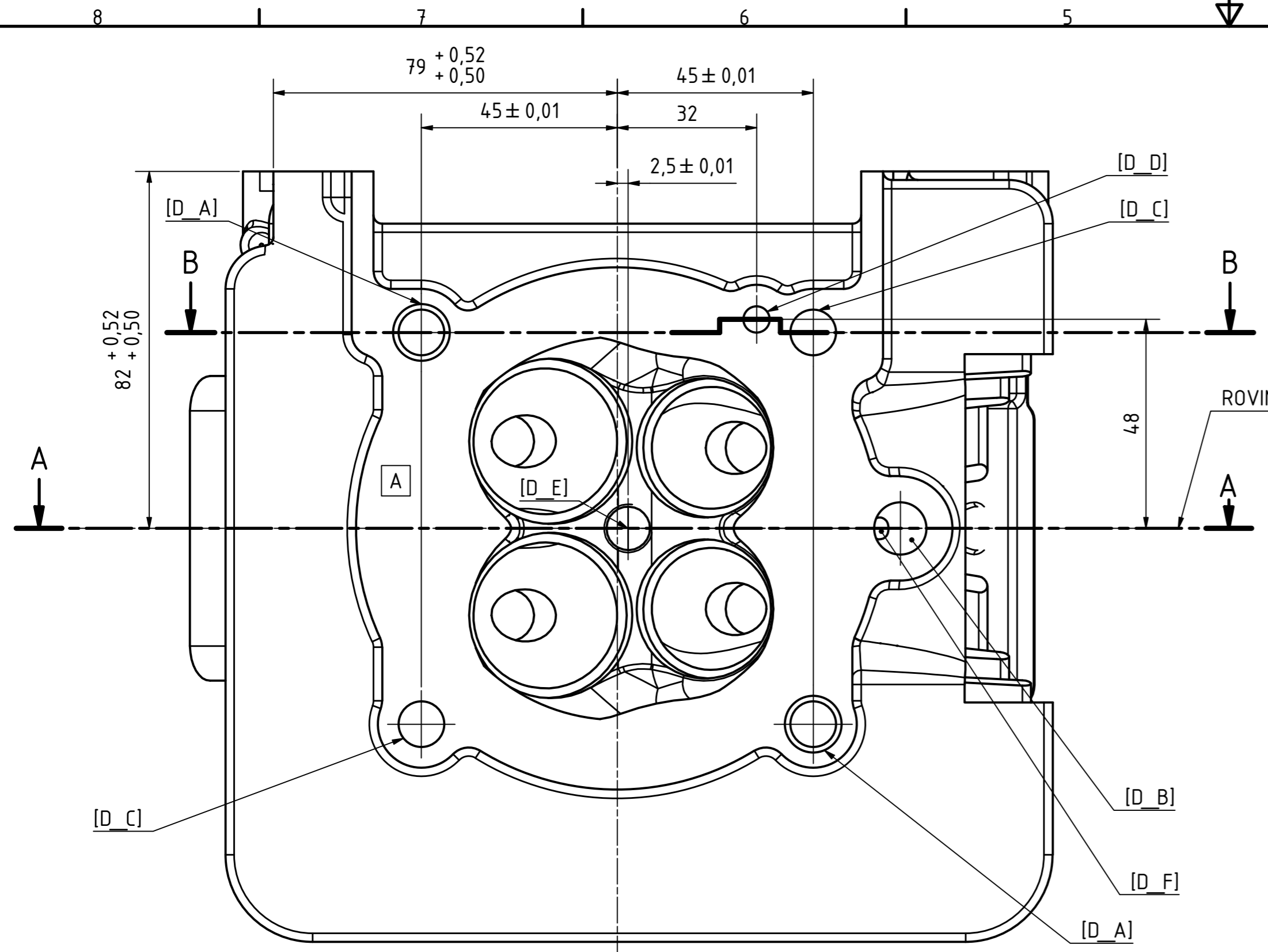
A-A (1:1)



KUSOVNÍK			
POLOŽKA	KS	ČÍSLO SOUČÁSTI	POPIS
1	1	HLAVA VÁLCE	DP_2022_002
2	4	DOLNÍ MISKA PERA	
3	2	VENTILOVÉ SEDLO SACÍ	
4	2	VENTILOVÉ SEDLO VÝFUKOVÉ	
5	2	SACÍ VENTIL	
6	2	VÝFUKOVÝ VENTIL	
7	4	VNĚJŠÍ PRUŽINA	
8	4	VNITŘNÍ PRUŽINA	
9	4	HORNÍ MISKA PRUŽINY	
10	2	ČEP VAHADLA 1	
11	1	ČEP VAHADLA 2	
12	1	ZÁTKA 1	
13	1	ZÁTKA 2	
14	1	ZÁTKA 3	
15	1	SACÍ VAČKA	DP_2022_004
16	1	VÝFUKOVÁ VAČKA	
17	2	VYMEZENÍ VŮLE 4MM	
18	2	VYMEZENÍ VŮLE 3MM	
19	4	VAHADLO	DP_2022_003
20	1	TŘMEN VAČEK	DP_2022_002
21	2	OZUBENÉ KOLO ROZVODU VAČKA	
22	1	OZUBENÉ KOLO ROZVODU MEZIKOLO	
23	6	ŠROUB M5 X 10	DIN 6921
24	6	ŠROUB M6 X 35	DIN 6921
25	1	ŠROUB M6 X 50 PRŮTOČNÝ	DIN 6921
26	1	ŠROUB M8 X 50 PRŮTOČNÝ	DIN 6921
27	4	VODÍTKO VENTILU	

Přesnost ISO 2768-mK Tolerování ISO 8015 Promítání			
Měřítko	1:1	Datum	Jméno
		Kresil	10.04.2022
		Kontr.	Tomáš Pacholík
		Norma	
Sestava hlavy válce			List 1 A2
Stav	Změn	Datum	Jméno

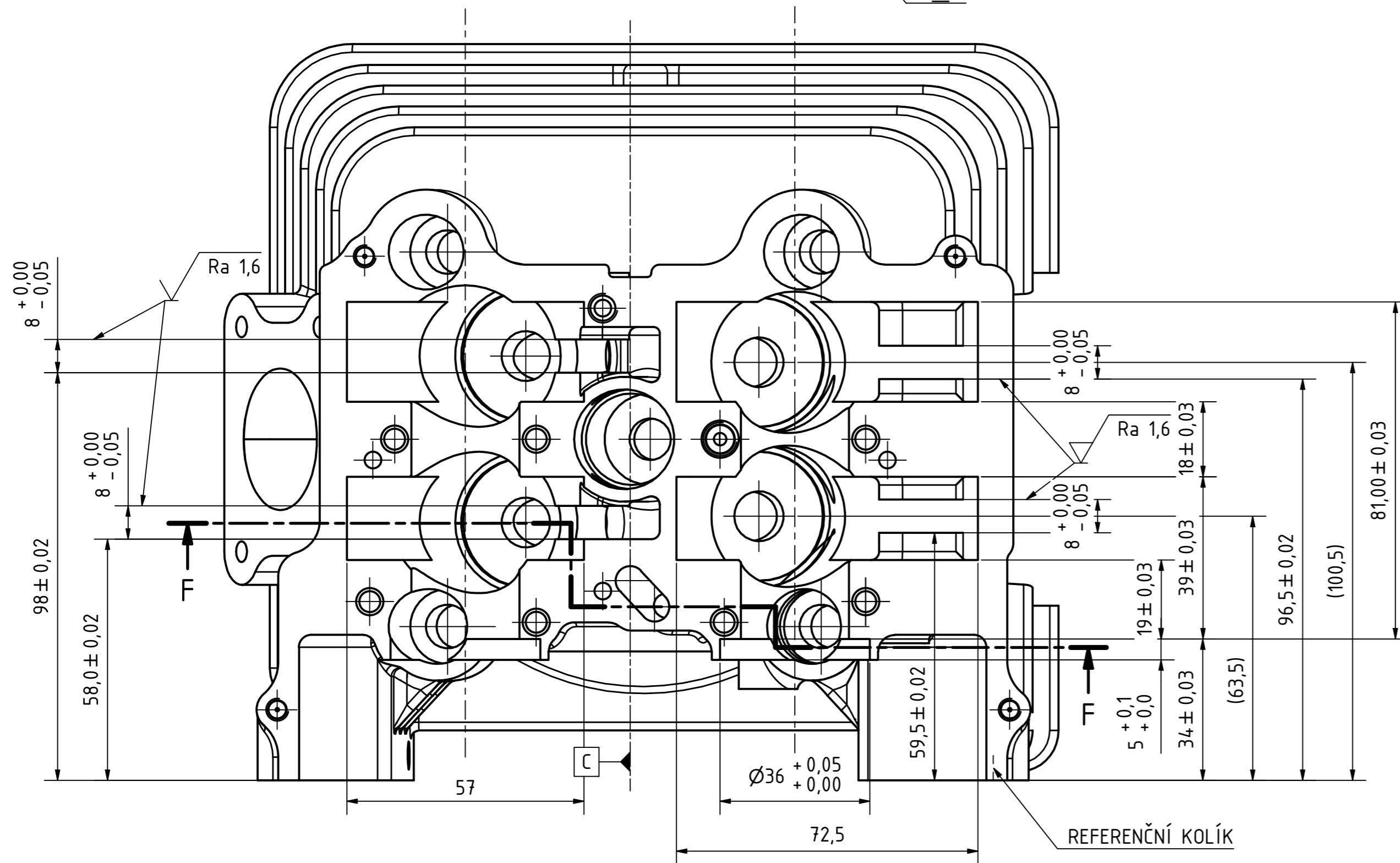
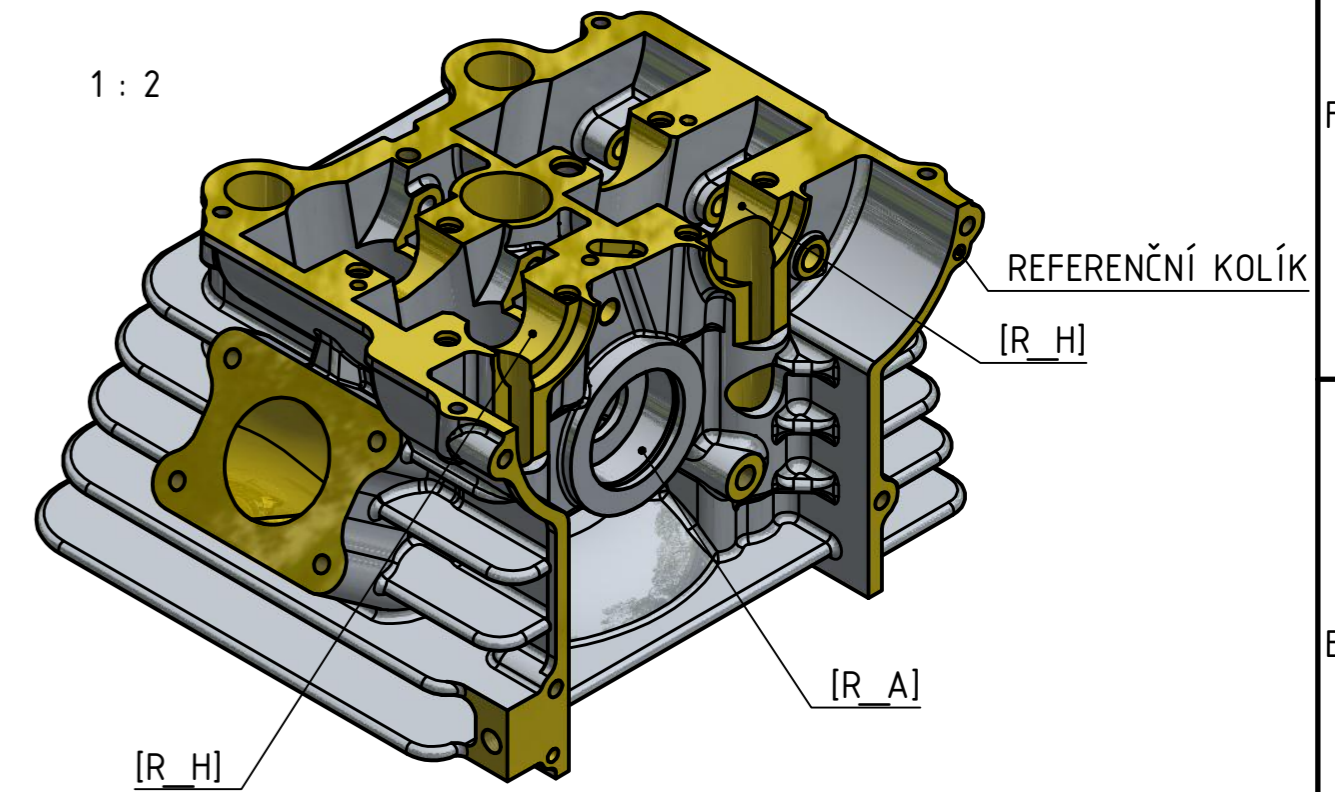
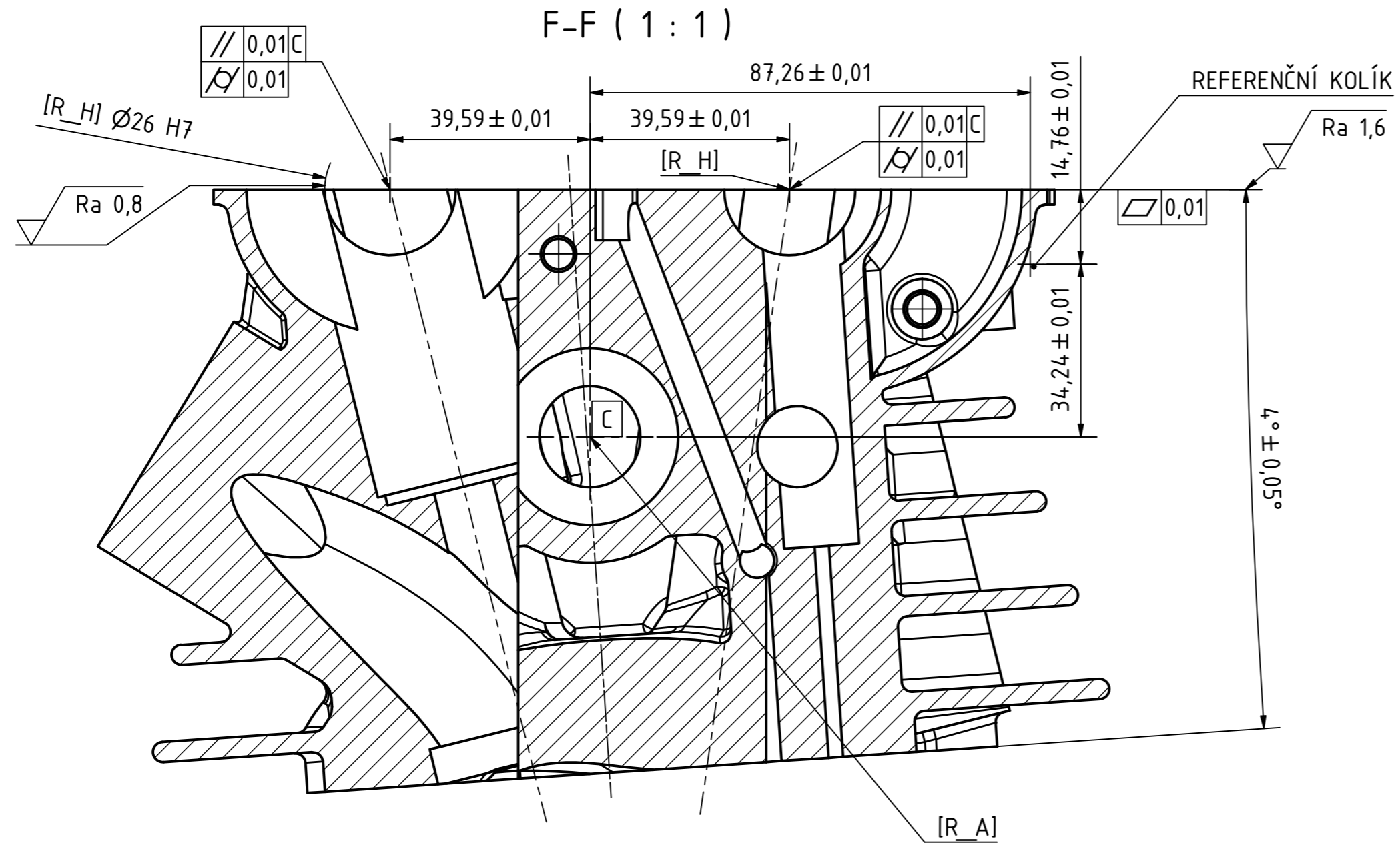
8 7 6 5 4 3 2 1



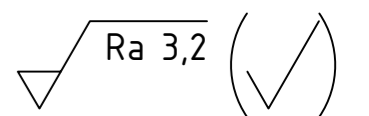
NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 0,5x45°
NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ ±0,05 mm

Ra 3,2 (✓)

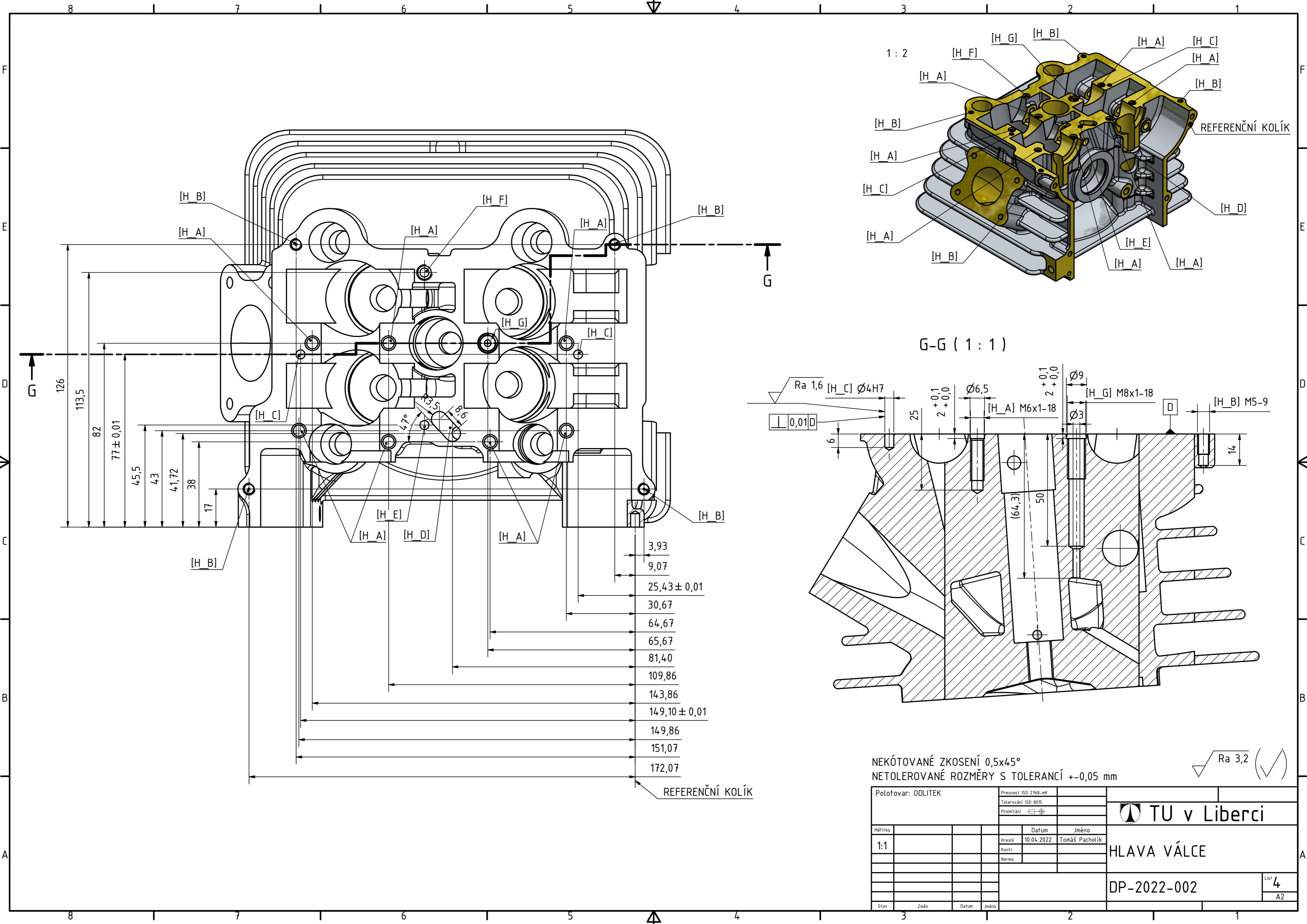
Položovar: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK	TU v Liberci	
		Tolerování ISO 8015		
		Promítání		
Měřítko		Datum	Jméno	HLAVA VÁLCE
1:1		Kresil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		DP-2022-002
Stav	Změn	Datum	Jméno	



NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ $0,5 \times 45^\circ$
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ $\pm 0,05\ mm$
 ULOŽENÍ VAČEK OBRÁBĚT SOUČASTNĚ S TRĚNEM VAČEK VÝKRES LIST Č. 8.
 TRĚN DOTÁHNOUT NA M6/10Nm A M8/25Nm.



Polotovary: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK		
		Tolerování ISO 8015		
		Promítání		
		TU v Liberci		
Měřítko		Datum	Jméno	HLAVA VÁLCE
1:1		Kreslil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		
				DP-2022-002
Stav	Změn	Datum	Jméno	List 3 A2



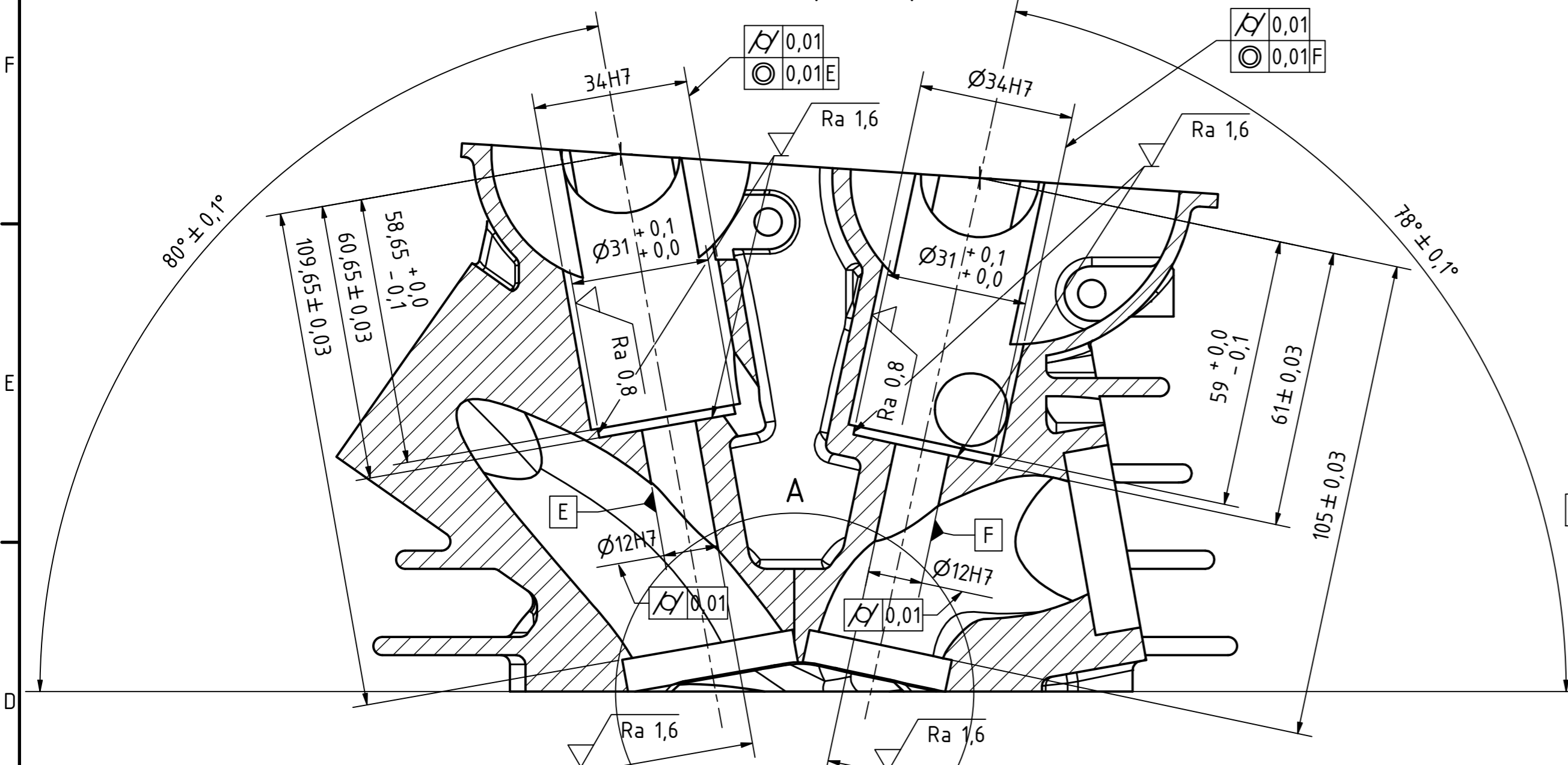
NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 0,5x45°
NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ ±0,05 mm

Ra 3,2 (✓)

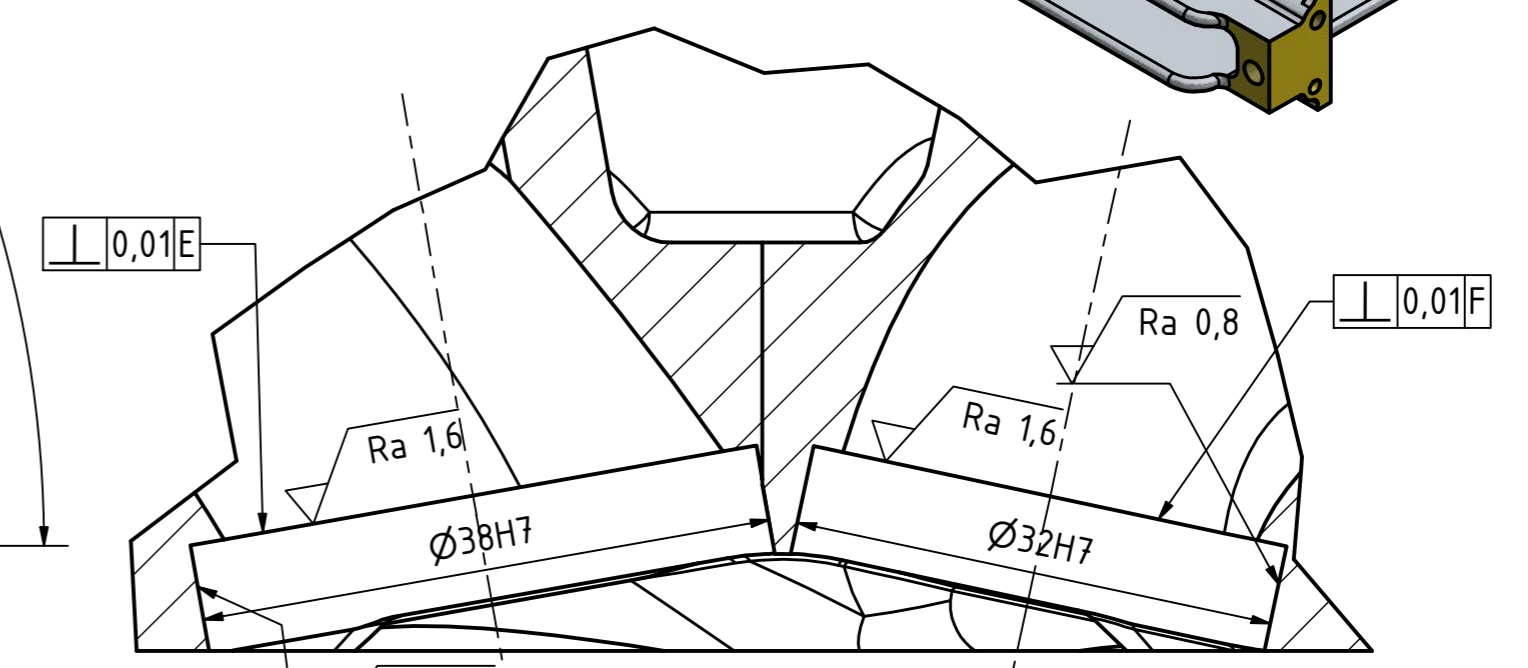
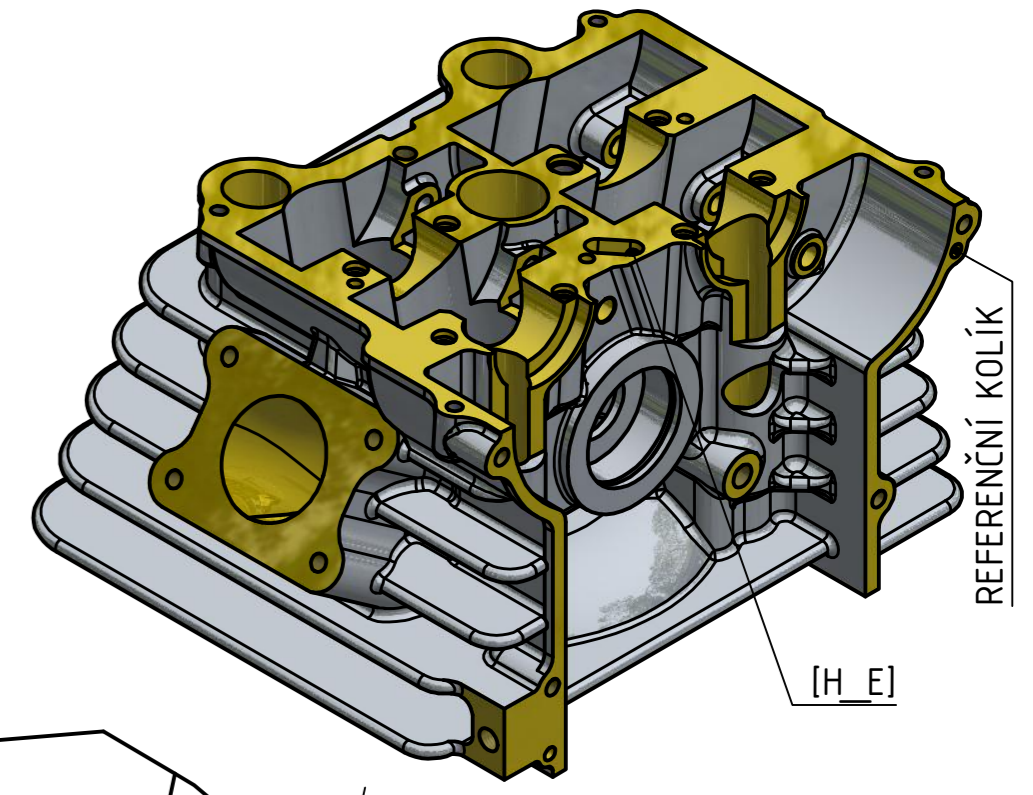
Polotovár: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK		
		Tolerování ISO 8015		
		Promítání		
Měřítko		Datum	Jméno	
1:1		Kresil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		
		TU v Liberci		
		DP-2022-002		
Stav	Změn	Datum	Jméno	List 4 A2

8 7 6 5 4 3 2 1

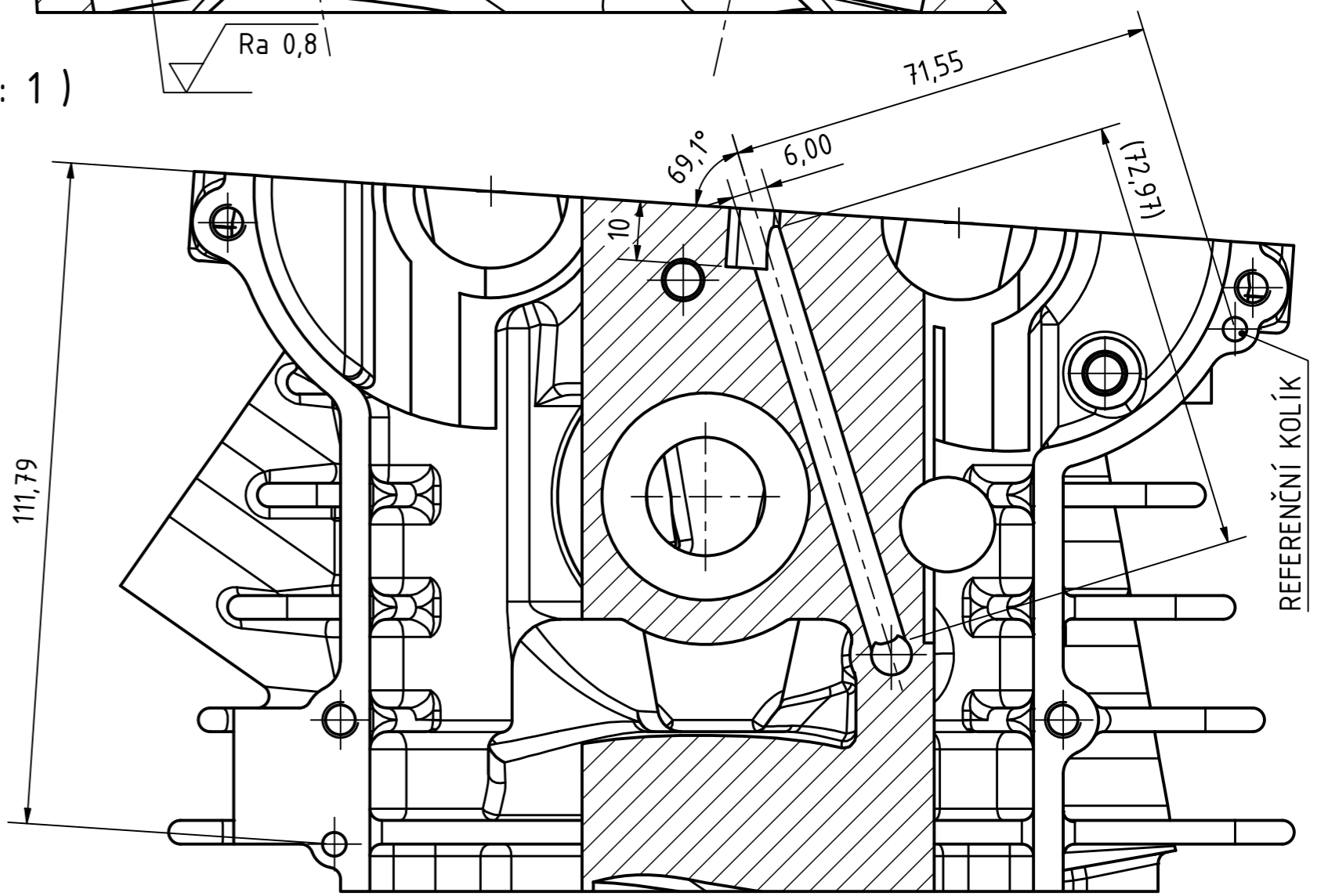
H-H (1 : 1)



1 : 2

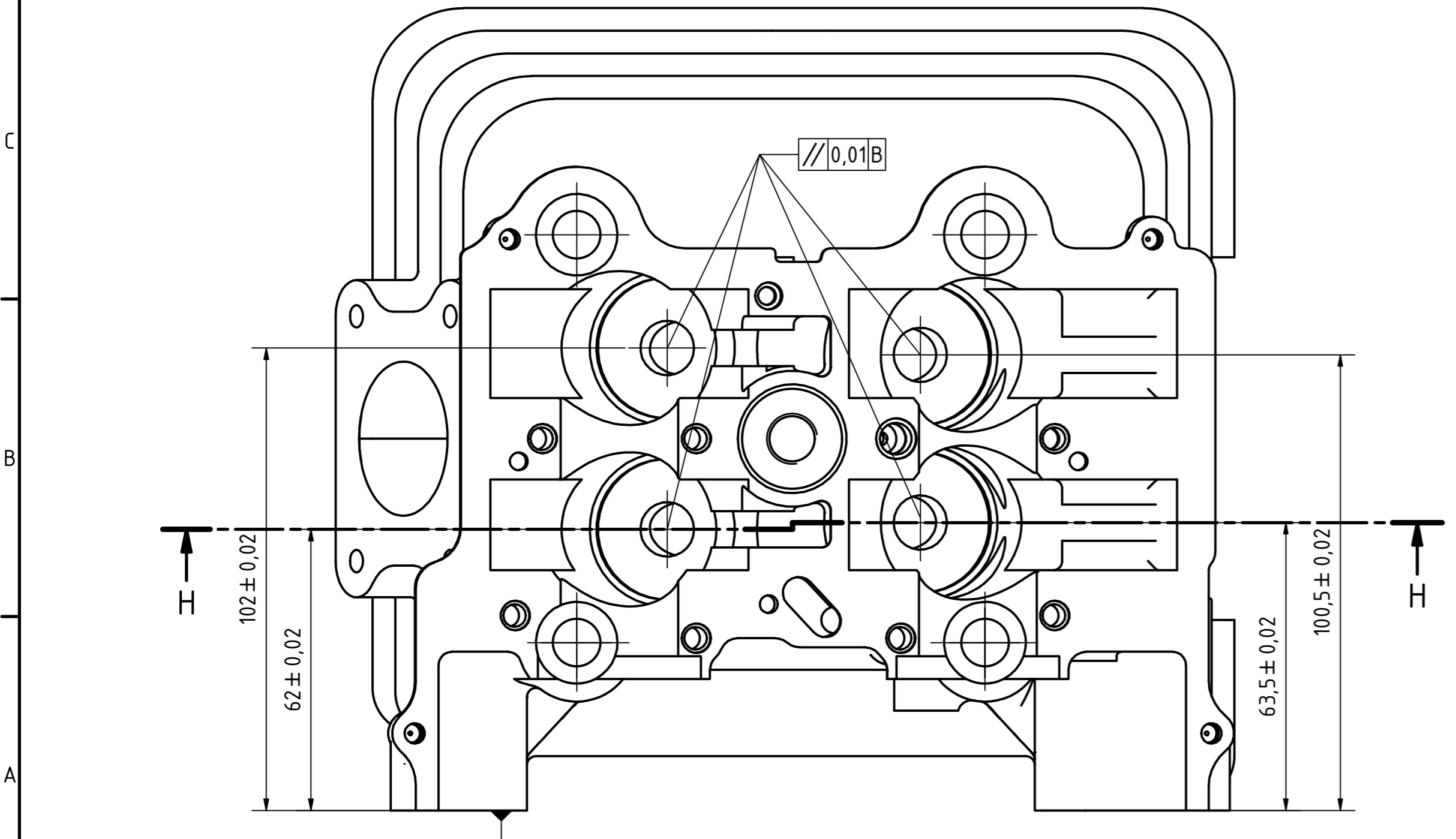


A (2 : 1)



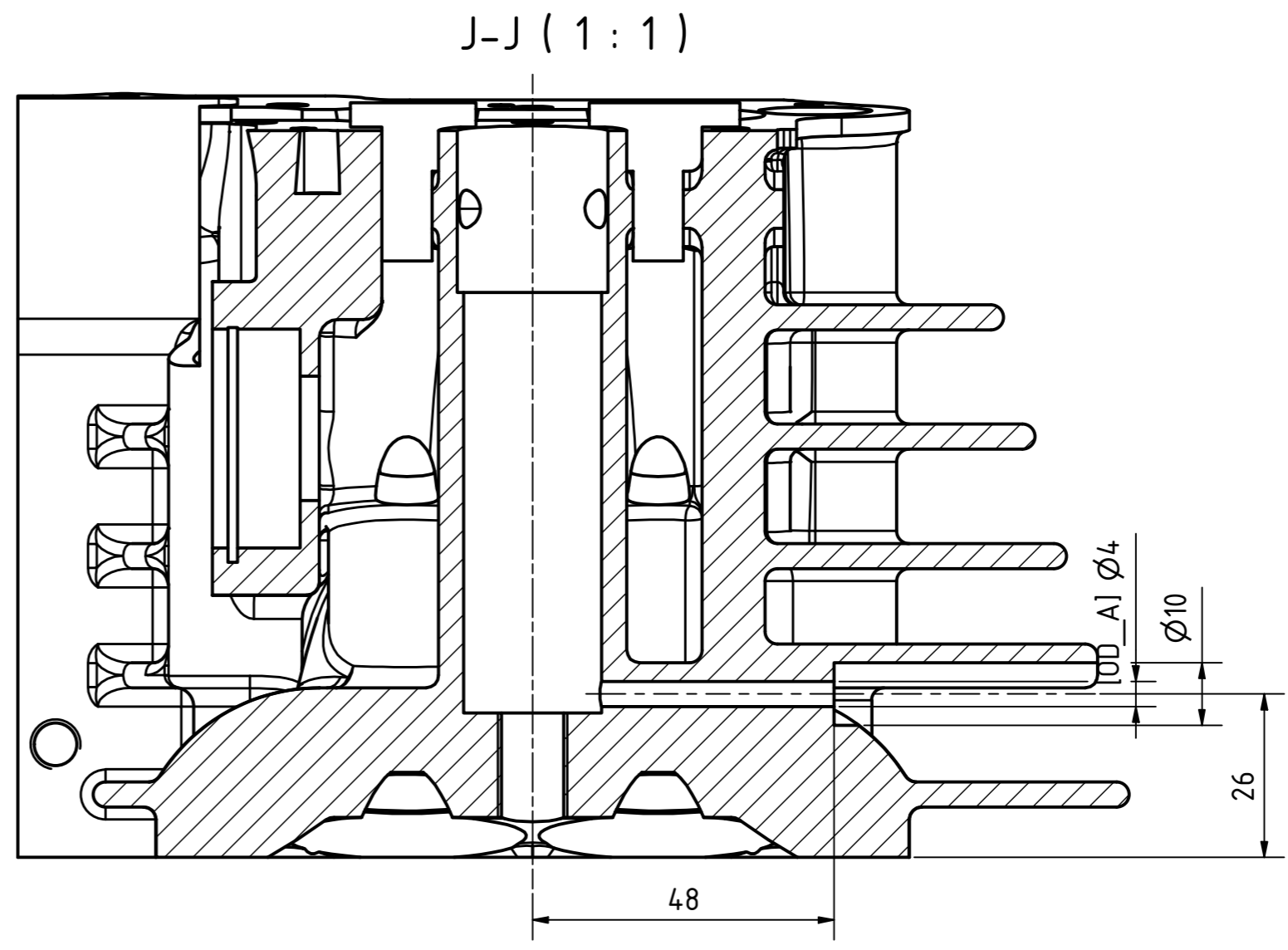
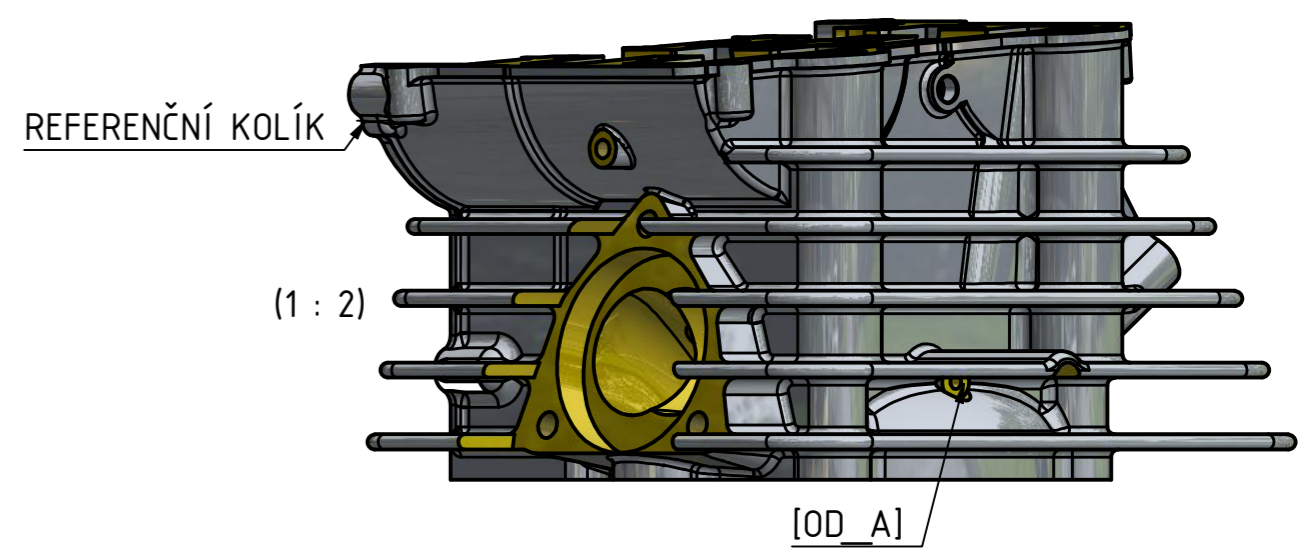
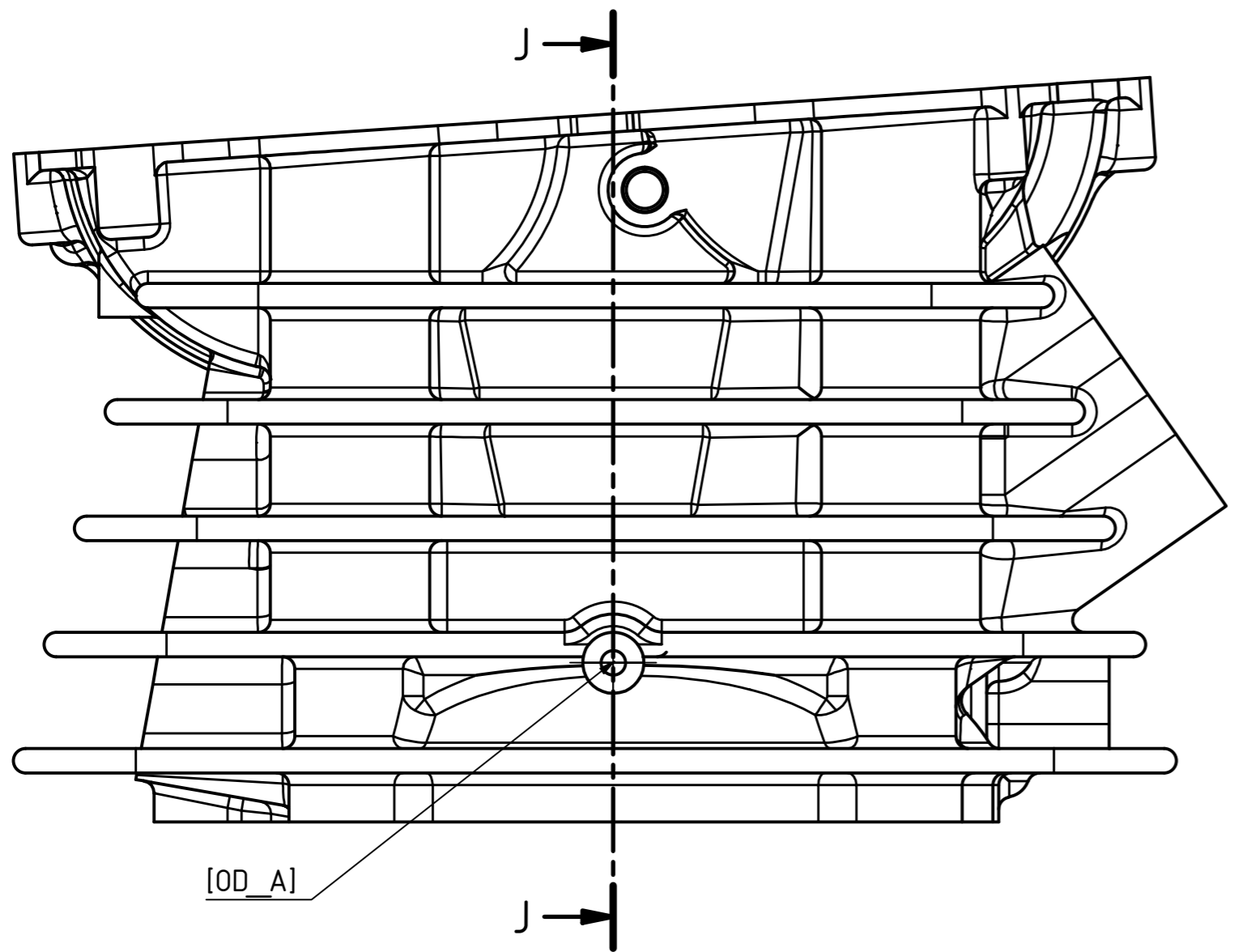
NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 0,5x45°
NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ ±0,05 mm

Ra 3,2 (✓)



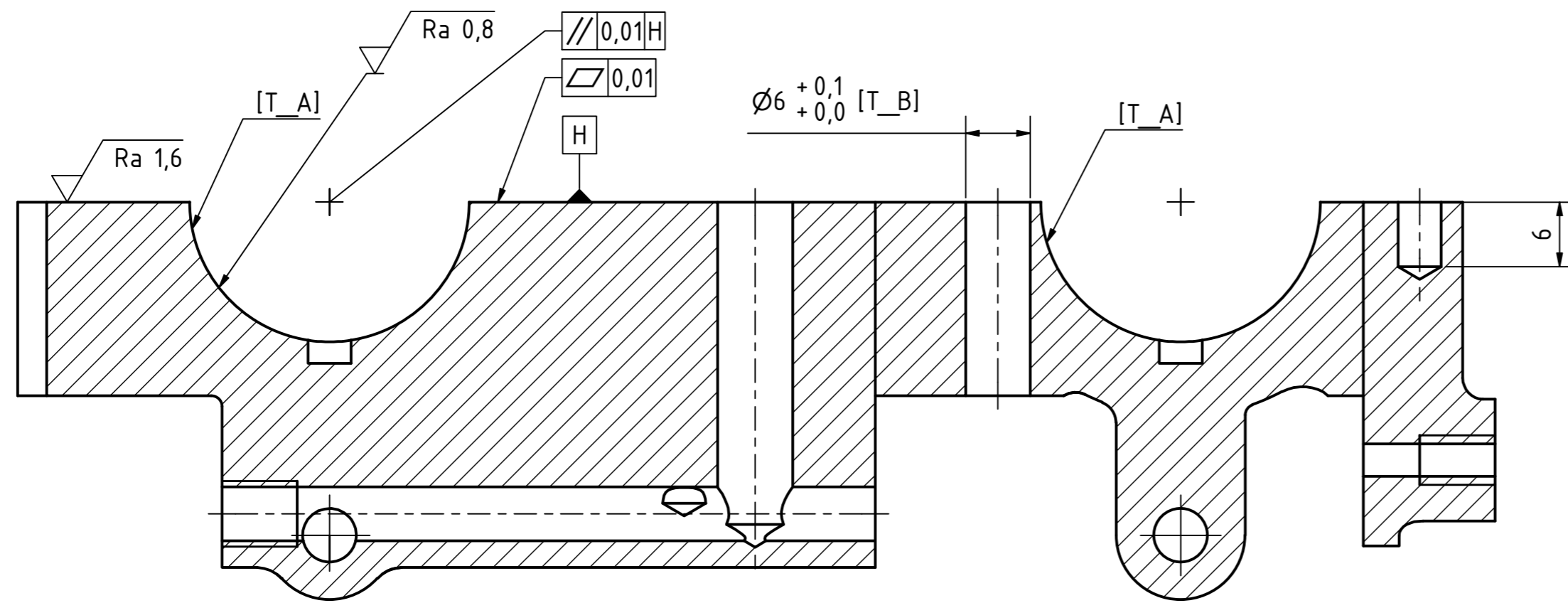
Polotovár: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK		
		Tolerování ISO 8015		
		Promítání		
Měřítko		Datum	Jméno	
1:1		Kresil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		
		TU v Liberci		
		DP-2022-002		
		Líst 5		
		A2		
Stav	Změn	Datum	Jméno	

8 7 6 5 4 3 2 1

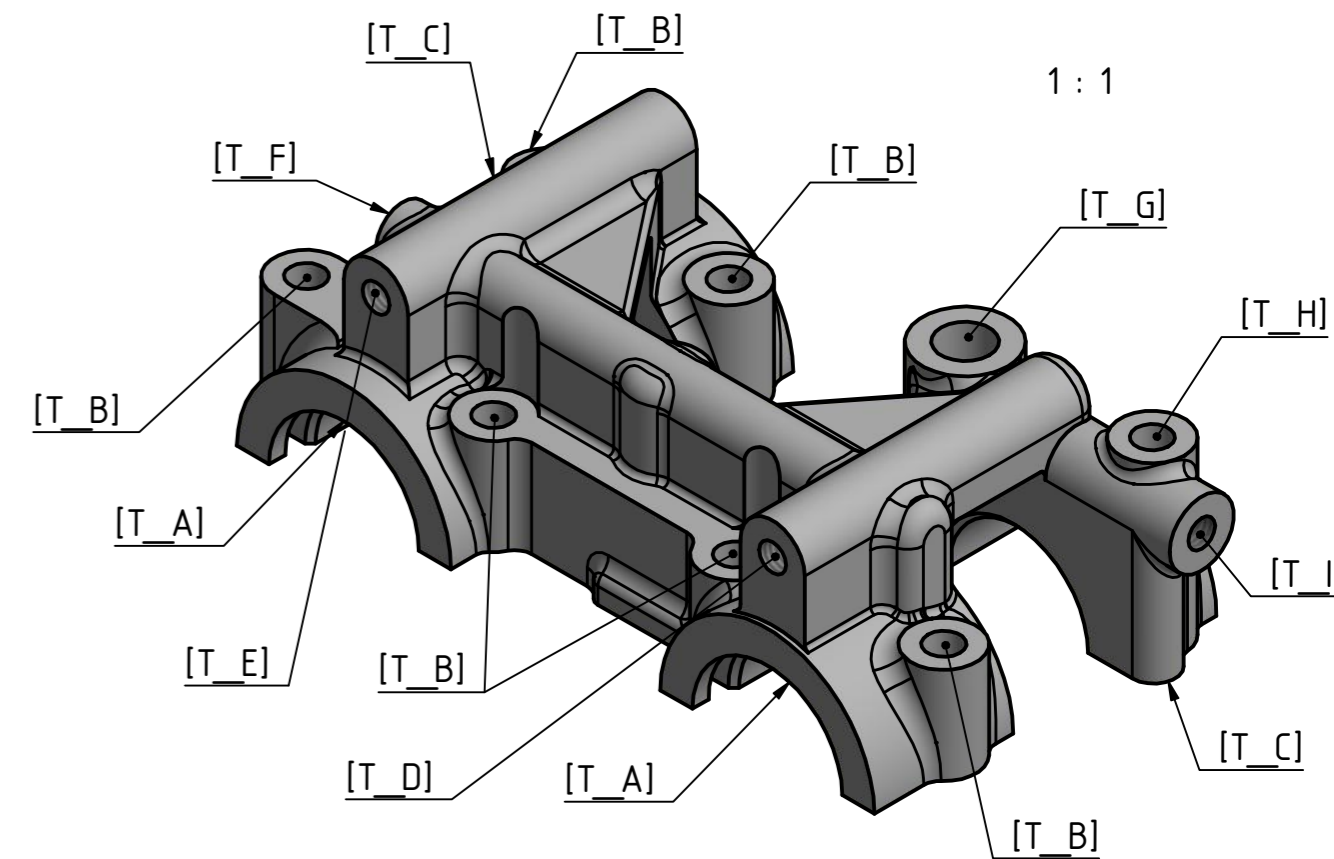


NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 0,5x45°
NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ ±0,05 mm

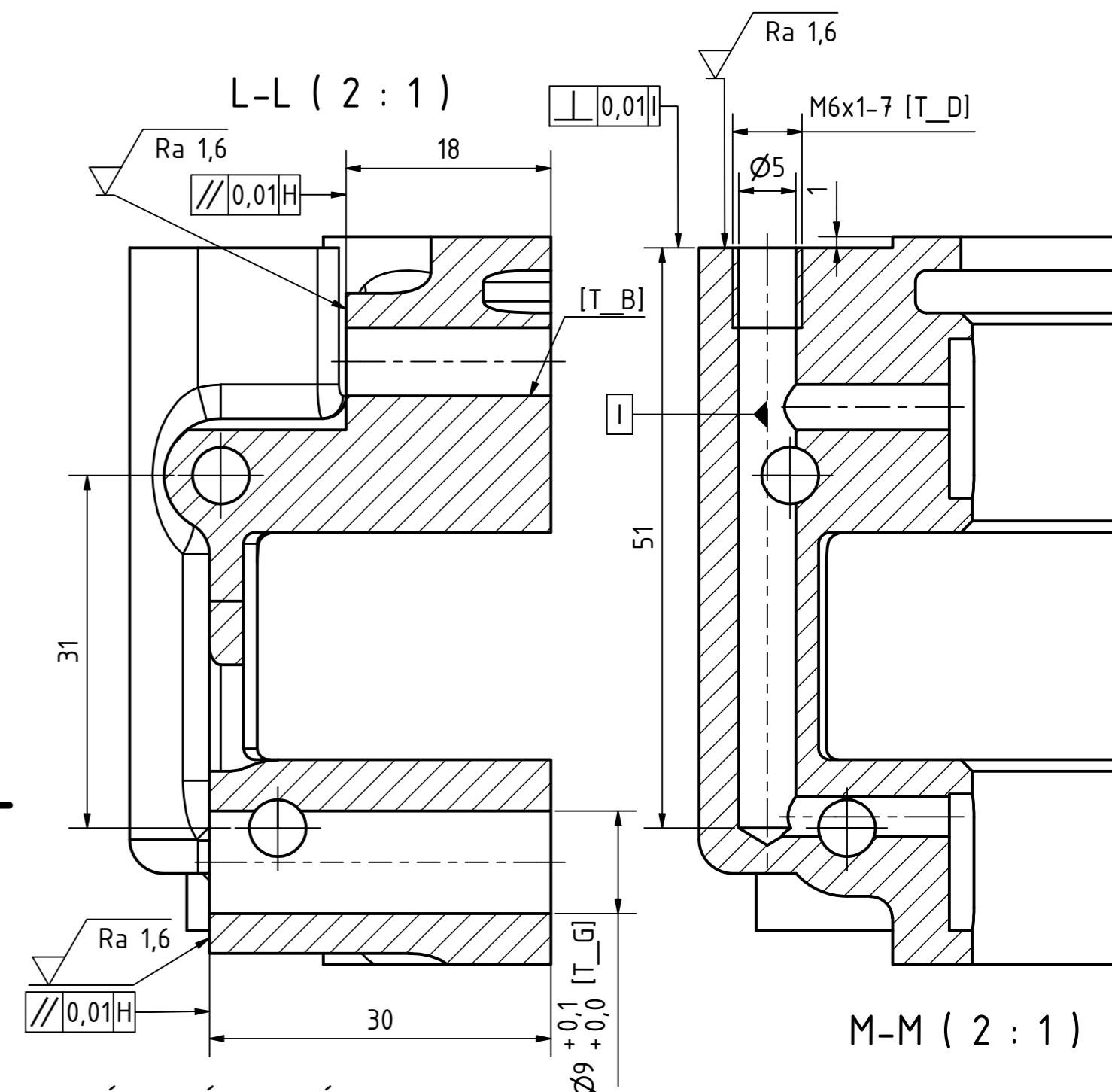
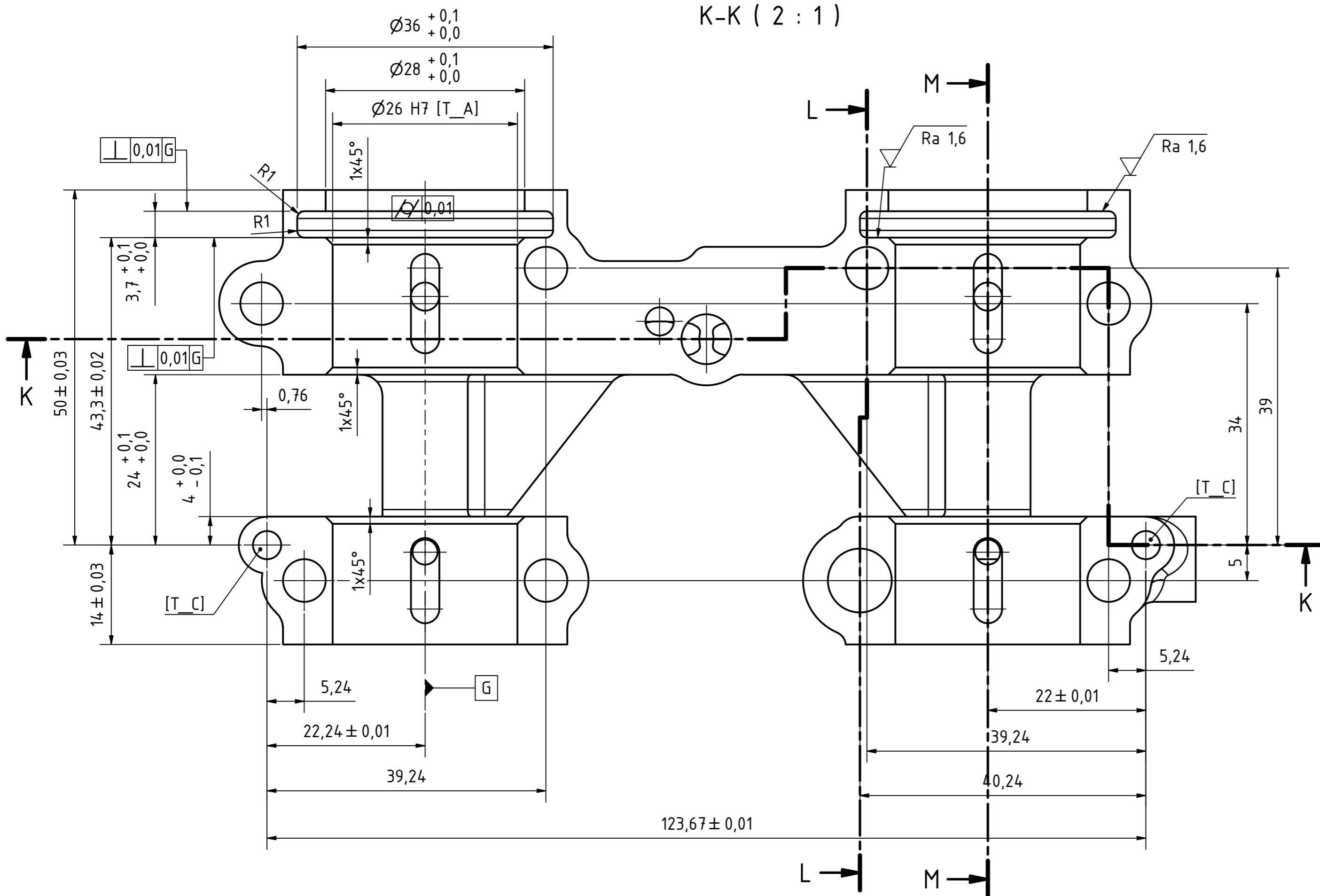
Polotovár: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK		
		Tolerování ISO 8015		
		Promítání		
Měřítko		Datum	Jméno	
1:1		Kresil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		
				HLAVA VÁLCE
				DP-2022-002
				Líst 7
				A2
Stav	Změn	Datum	Jméno	



K-K (2 : 1)



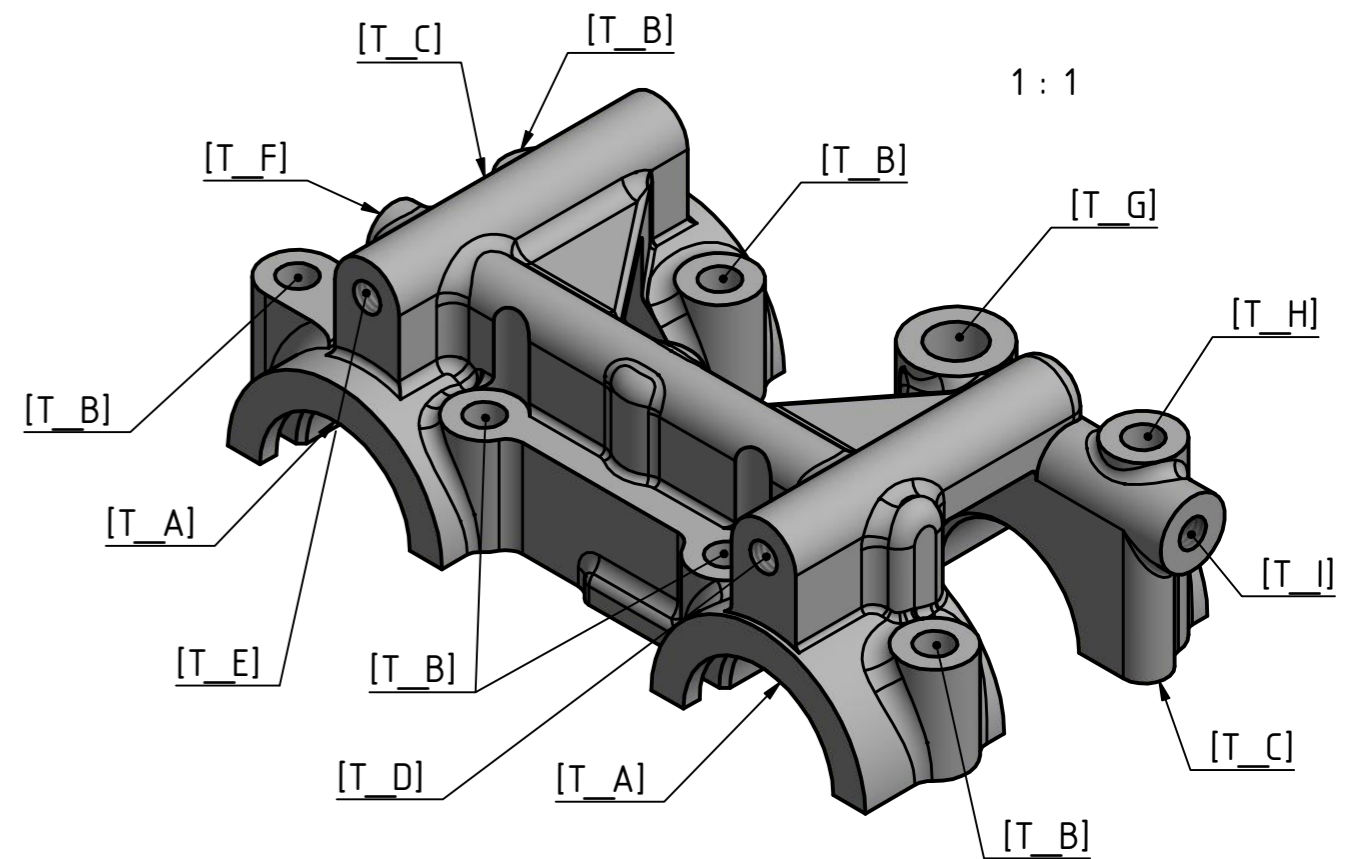
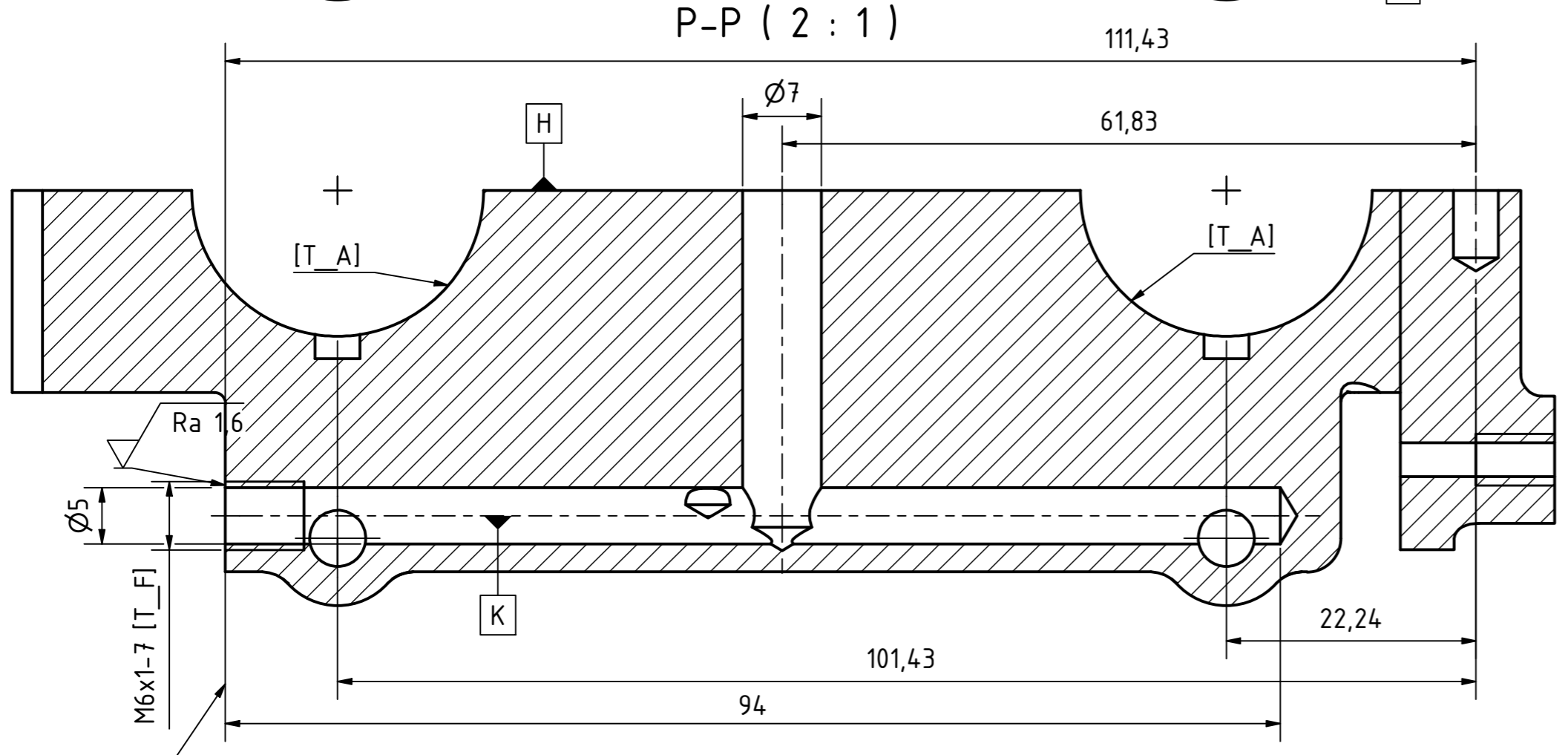
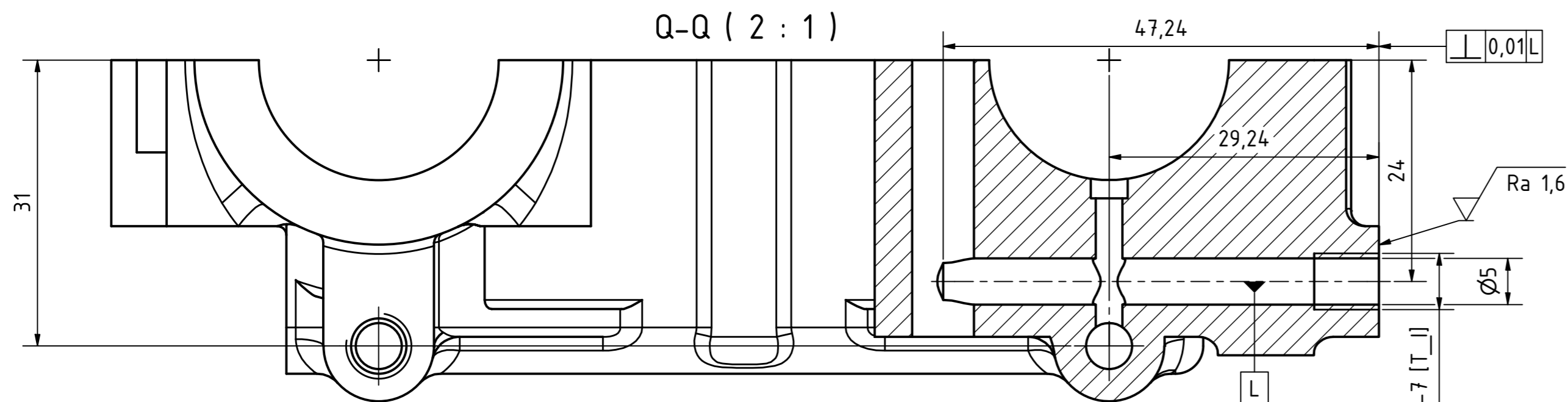
1 : 1



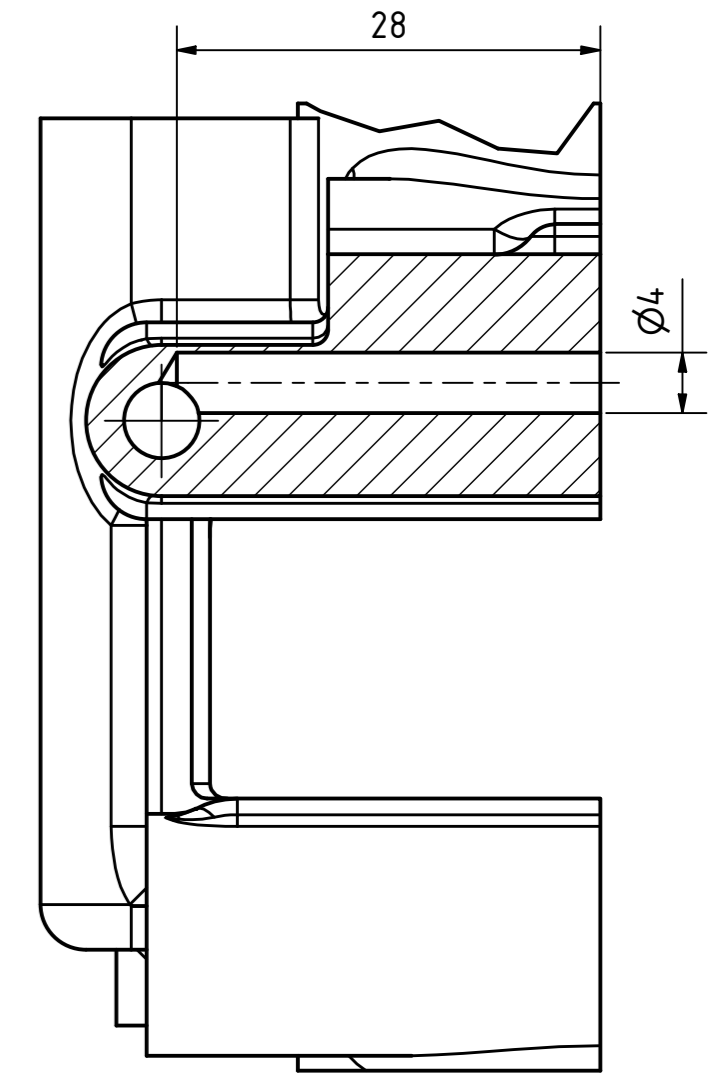
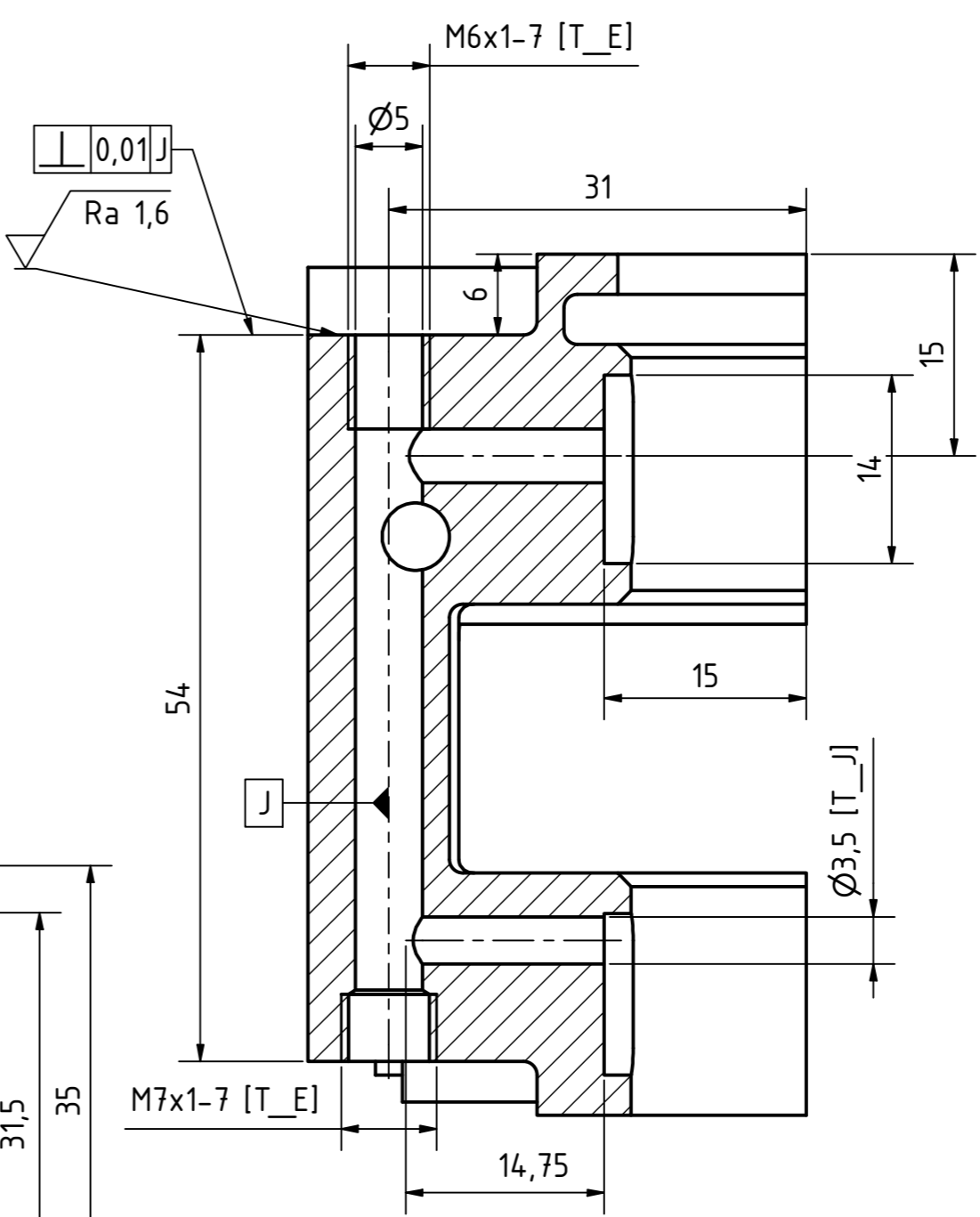
NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ 0,2x45°
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ $\pm 0,05$ mm
 VÝROBA PRŮMĚRU [T_A] SOUČASTNĚ S VÝKRESEM LIST Č. 3.
 ZBYLÉ ROZMĚRY OBROBKU PODLE 3D MODELU

Ra 3,2 (✓)

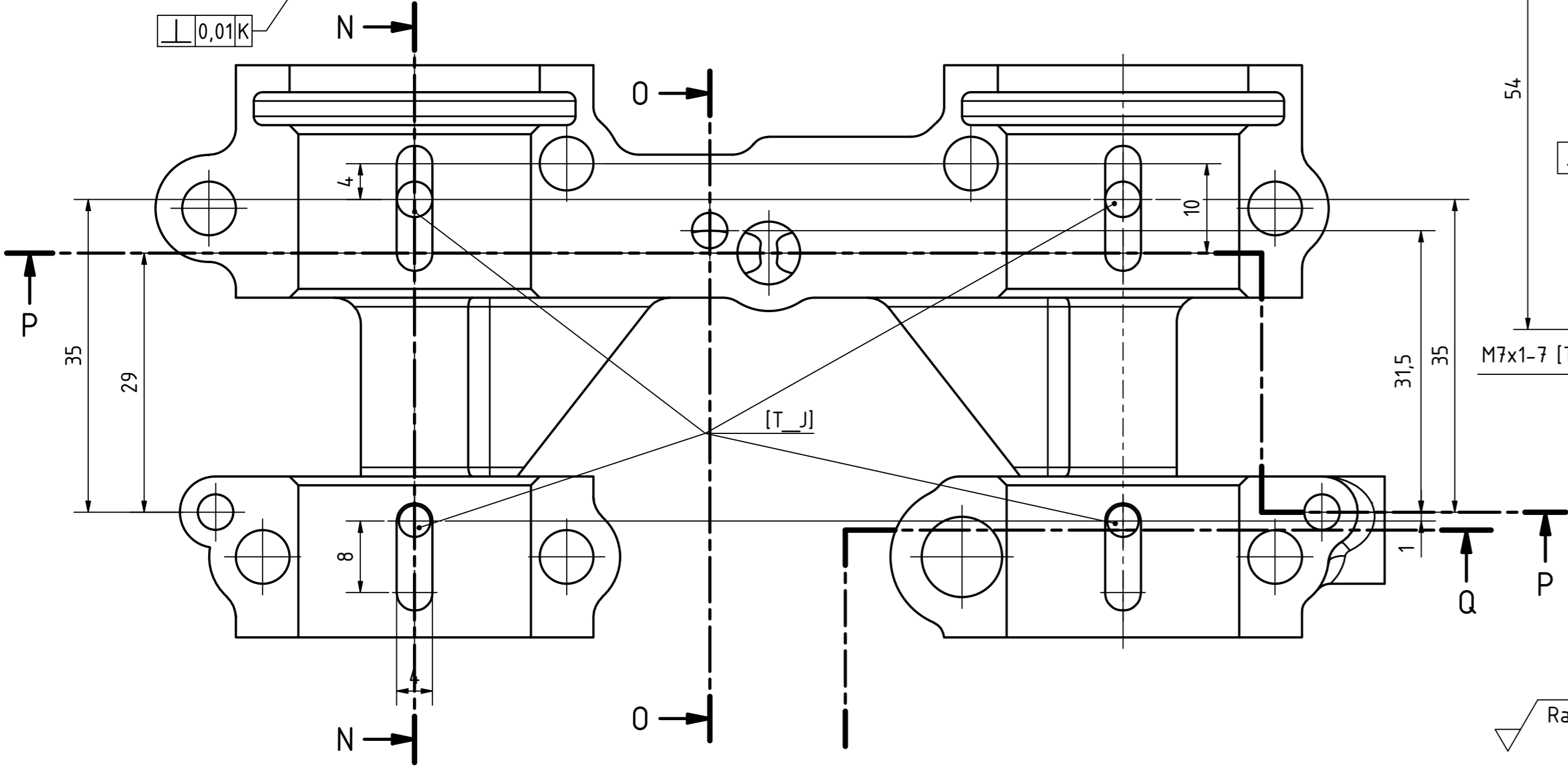
Polotovár: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK		
		Tolerování ISO 8015		
		Prostřídání		
Měřítko		Datum	Jméno	 TU v Liberci TŘMEN VAČEK DP-2022-002
2:1		Kresil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		
Stav	Změn	Datum	Jméno	Lis 8 A2



N-N (2:1)



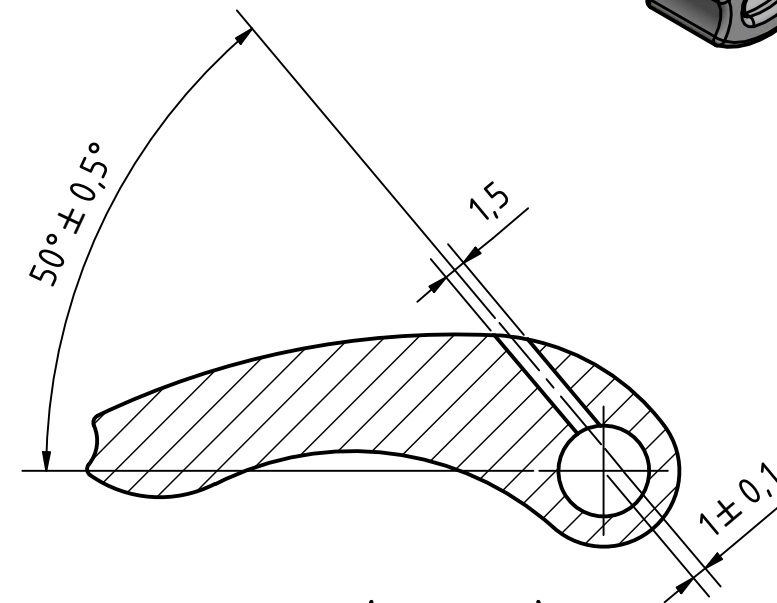
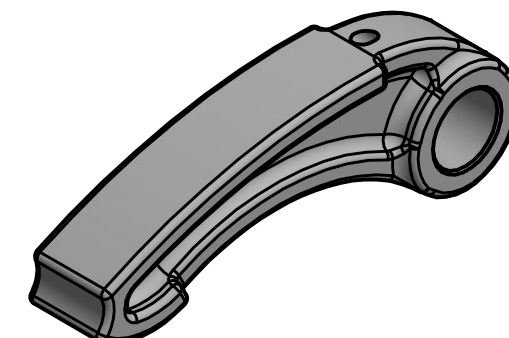
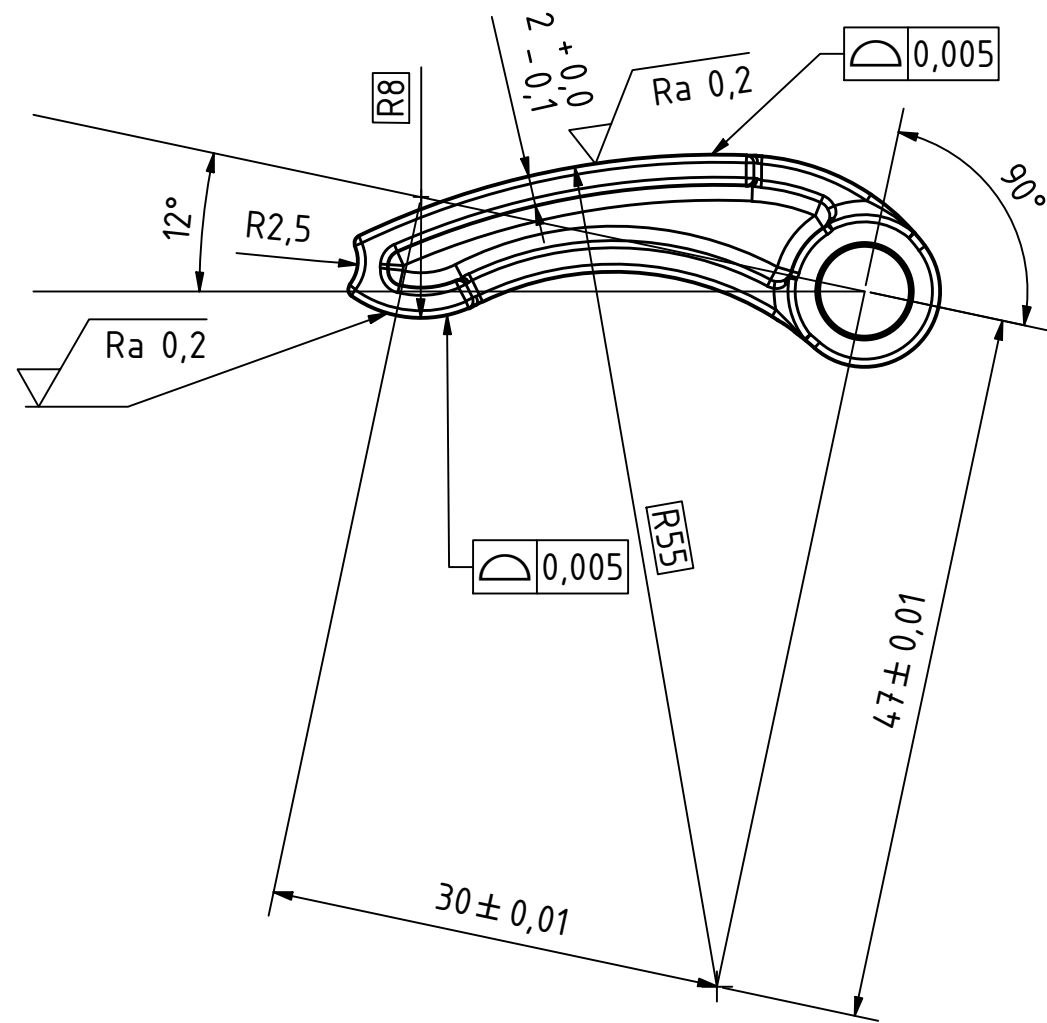
O-O (2:1)



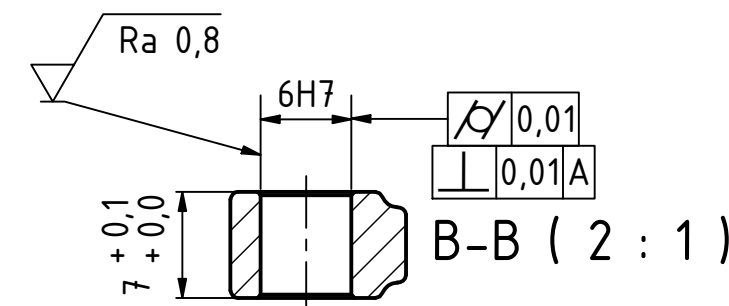
NEKOTOVANÉ ZKOSENÍ 0,2x45°
 NETOLEROVANÉ ROZMĚRY S TOLERANCÍ ±0,05 mm
 VÝROBA PRŮMĚRU [T_A] PROVĚST SOUČASTNĚ S VÝKRESEM LIST Č. 3.

Polotovár: ODLITEK		Přesnost ISO 2768-mK	
		Tolerování ISO 8015	
		Promítání	
Mřítko		Datum	Jméno
2:1		Kresil 10.04.2022	Tomáš Pacholík
		Kontr.	
		Norma	
Stav	Změn	Datum	Jméno
TU v Liberci			Lisť 9
TŘMEN VAČEK			A2
DP-2022-002			

Ra 3,2

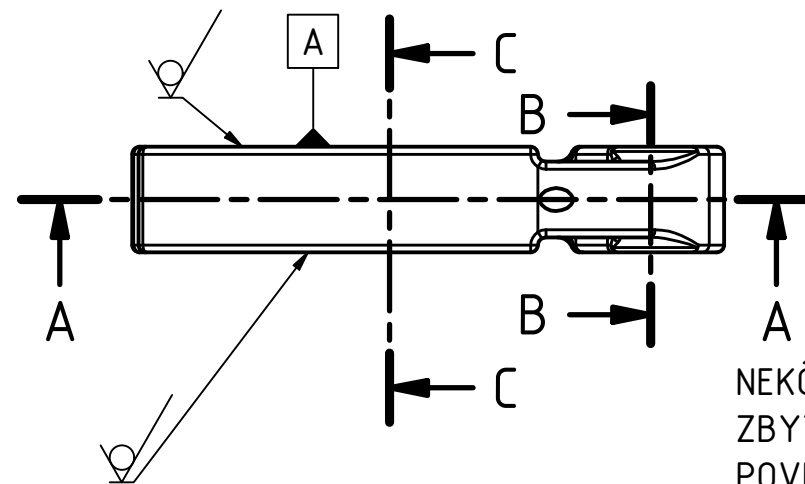
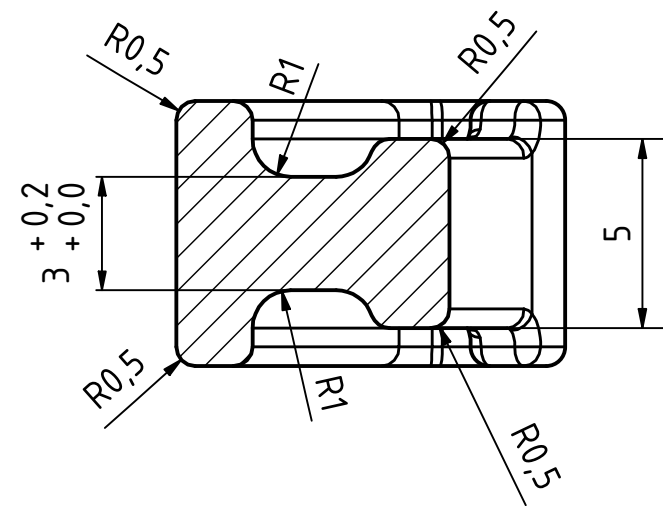


A-A (2 : 1)

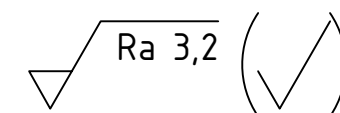


B-B (2 : 1)

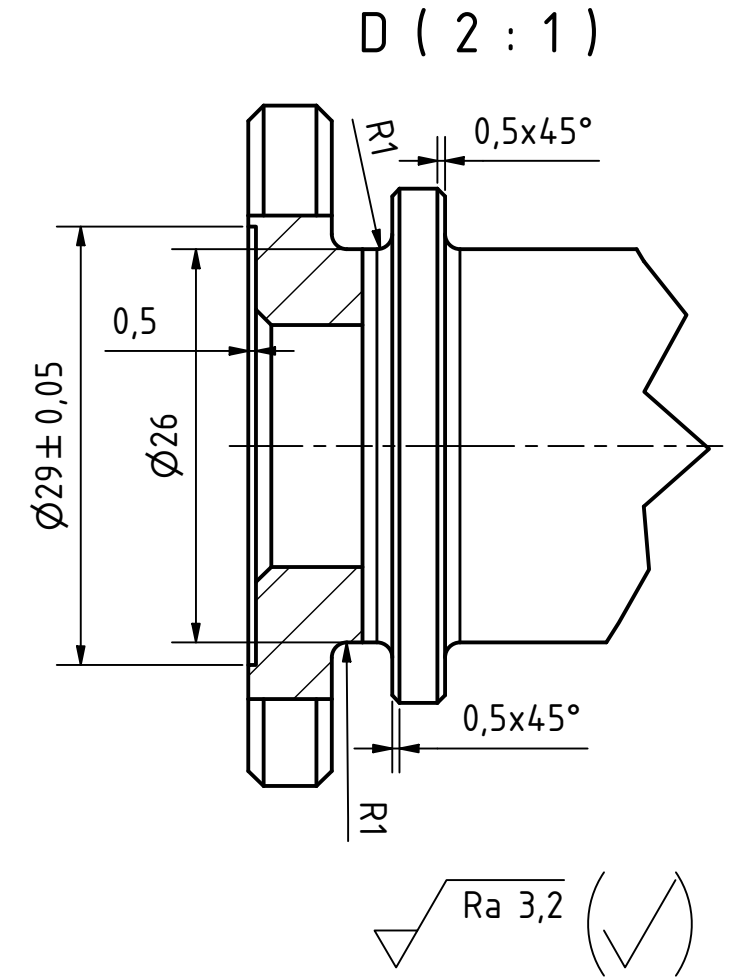
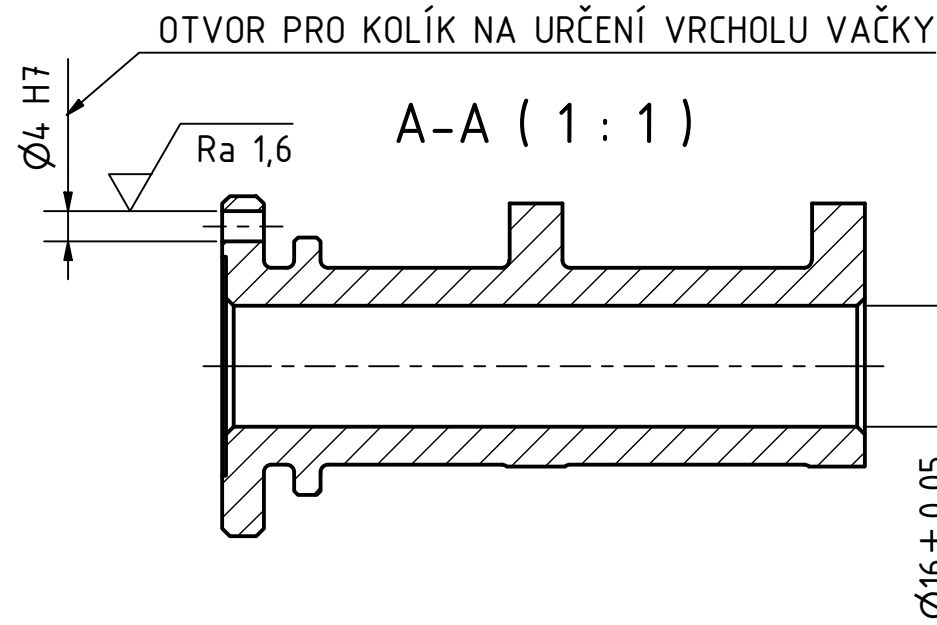
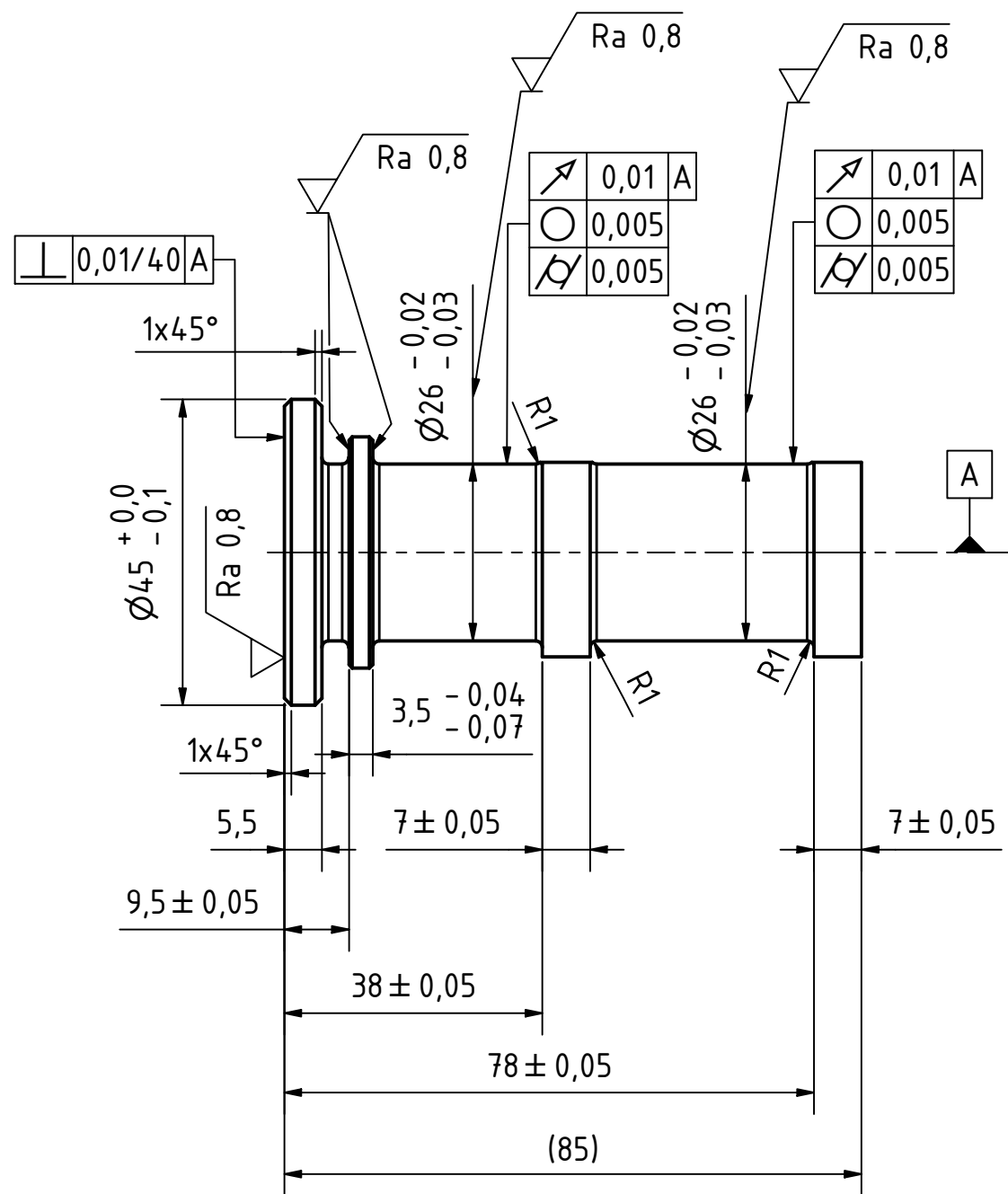
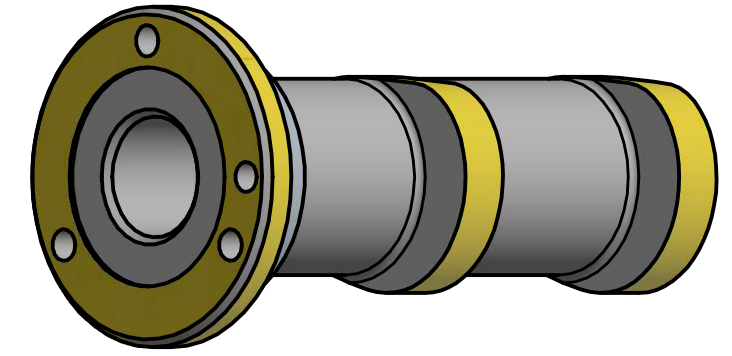
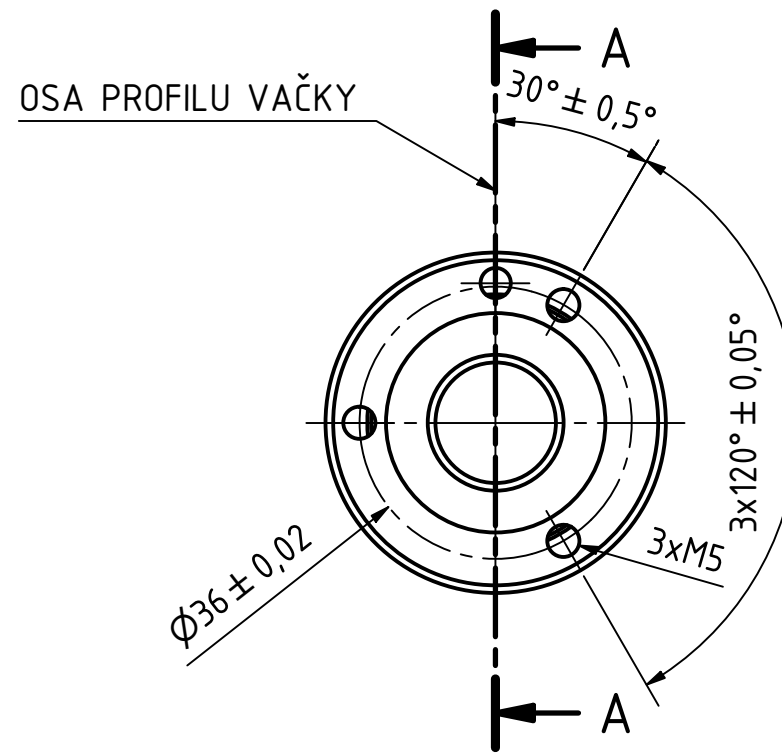
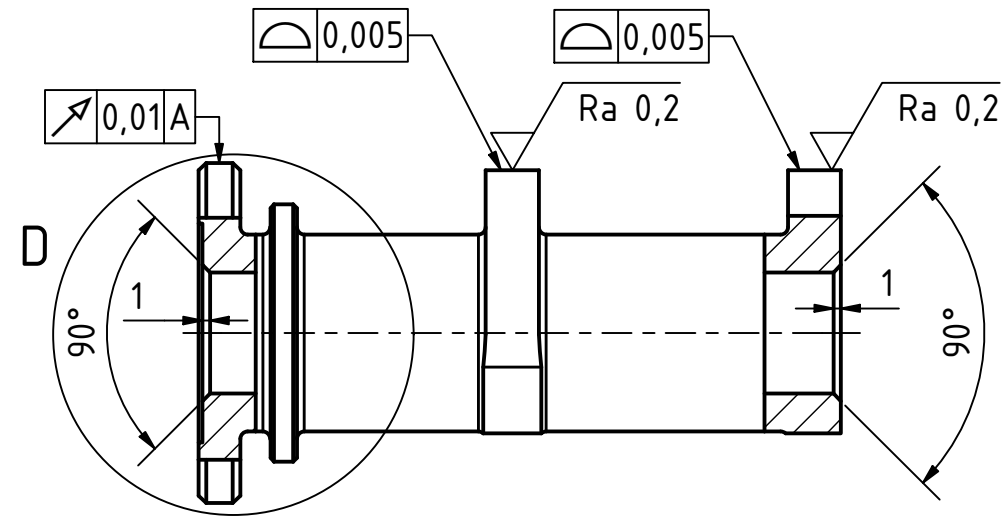
C-C (5 : 1)



NEKÓTOVANÉ ZKOSENÍ $0,2 \times 45^\circ$
 ZBYTÉ ROZMĚRY DLE 3D MODELU
 POVLAKOvat DLC $0,002 \pm 0,001$ MM



Polotovar: ODLITEK Materiál: 12 060.5		Presnost ISO 2768-mK Tolerování ISO 8015 Promítání			
Měřítka		Datum	Jméno	VAHADLO	
1:1		Kreslil 10.04.2022	Tomáš Pacholík		
		Kontr.			
		Norma			
				DP-2022-003	
				List 1	
				A3	
Stav	Změn	Datum	Jméno		



PŘED BROUŠENÍM KALIT A POPUSTIT NA 1400 - 50 MPa
 VÝJMA PROFILU VAČEK PŘED NITRIDAČÍ BROUSIT S PŘÍDAVKEM 0,15 mm NA PRŮMĚRU
 NITRIDOVAT 0,5+0,1 mm, TVRDOST 680-20 HV
 PROFIL VAČKY PODLE TEXTOVÉHO SOUBORU CAMLIFTIN.TXT

Materiál: 15 260		Presnost ISO 2768-mK		
		Tolerování ISO 8015		
		Promítání		
Měřítko		Datum	Jméno	
1:1		Kreslil 10.04.2022	Tomáš Pacholík	
		Kontr.		
		Norma		
		DP_2022_004		
		List 1		
		A3		
Stav	Změn	Datum	Jméno	