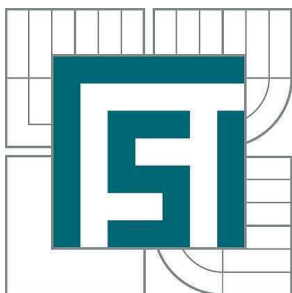


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KINEMATICKÝ MODEL MECHANISMU NATÁČENÍ LOPATEK TURBODMYCHADLA

KINEMATIC MODEL OF BLADE ROTATING MECHANISM OF TURBOCHARGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. FILIP TOMANEC

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. PETR PORTEŠ, Dr.

BRNO 2010

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá tvorbou parametrického modelu kinematiky mechanismu natáčení rozváděcích lopatek turbodmychadla, který je označován jako VNT („Variable nozzle turbine”). V první části pojednává o turbodmychadlech obecně, proč se používají, popis konstrukce a jejich částí. V další části rozebírá regulaci turbodmychadel, používané způsoby a jejich principy, zhodnocení jejich výhod a nevýhod a na závěr jejich porovnání. Následuje hlavní část práce, věnovaná tvorbě modelu kinematiky v softwaru ADAMS. Prvním krokem bylo analytické řešení mechanismu nutné pro vytvoření parametrického modelu. Následuje vlastní tvorba modelu, jeho popis. Na závěr je tento model aplikován na reálné turbodmychadlo pro ověření výsledků.

Klíčová slova

Turbodmychadlo, turbína, kompresor, VNT mechanismus, minimální vzdálenost lopatek.

Abstrakt

This master's thesis deals with kinematics model of blade rotating mechanism of turbocharger, which is called as VNT (“Variable nozzle turbine”). The first section treat of turbochargers generally, why we use them, summary description of construction and parts. In the next section deals with supercharge control, about types of controlling and theirs principles, of their vantages or disadvantages and comparison. Following section is about building kinematics model in software ADAMS. First step is analytics solving of mechanism, because it was necessary for parametric model. After this is described main model building. In the last section is kinematics model used on real turbocharger for checking results.

Keywords

Turbocharger, turbine, compressor, VNT mechanism, minimum vane throat.

Bibliografická citace

TOMANEC, F. *Kinematický model mechanismu natáčení lopatek turbodmychadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 59 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem *Kinematický model mechanismu natáčení lopatek turbodmyhadla* vypracoval samostatně pod dohledem Ing. Petra Porteše, Dr. a v seznamu použité literatury uvedl všechny zdroje a podklady, ze kterých jsem čerpal.

V Brně, dne 28.5.2010

Filip Tomanec

Poděkování

Chtěl bych poděkovat Ing. Petrovi Portešovi, Dr. a Ing. Ondřeji Cempírkovi za cenné rady při vypracování této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval svým rodičům za podporu během studia.

Obsah

Obsah	11
Úvod.....	12
1. Turbodmychadlo	13
1.1. Proč se vlastně používají?	13
1.2. Zvýšení výkonu přeplňováním	13
1.2.1. Plnicí účinnost.....	14
1.2.2. Hustota plnicího vzduchu	15
1.3. Řez turbodmychadlem	15
1.3.1. Turbínová část.....	16
1.3.2. Kompresorová část	17
1.3.3. Centrální část	18
1.4. Charakteristika turbodmychadla	19
1.5. Směry proudění plynů v turbodmychadle.....	20
1.6. Pracovní podmínky	20
1.7. Schéma zapojení turbodmychadla na motoru	21
2. Regulace přeplňování	22
2.1. Obecné informace	22
2.2. Odpouštění výfukových plynů před turbínou (WG).....	22
2.3. Natáčení řídicí směrové klapky	23
2.4. Natáčení lopatek statoru turbíny (VNT)	25
2.5. Změna šířky statoru turbíny (VGT)	26
2.6. Porovnání způsobů regulace	27
3. Analytické řešení kinematiky VNT mechanismu	28
3.1. Základní informace	28
3.2. VNT mechanismus	28
3.3. Značení proměnných a konvence	29
3.4. Vlastní řešení kinematiky	29
4. Parametrický model	37
4.1. Volba použitého softwaru	37
4.2. Parametrické modelování v ADAMSu	37
4.3. Vlastní model.....	37
4.3.1. Vstupní hodnoty.....	37
4.3.2. Tělesa v modelu	39
4.3.3. Vazby v modelu a generátor pohybu	39
4.3.4. Zjištění minimální vzdálenosti lopatek.....	41
4.3.5. Adaptace modelu pro jinou geometrii	42
4.3.6. Měření úhlu natočení během simulace	44
4.3.7. Nastavení senzorů pro zastavení simulace.....	45
4.3.8. Práce s modelem	46
5. Ověření modelu.....	47
5.1. Porovnání minimální vzdálenosti s modelem v CATII	47
5.2. Grafické porovnání s naměřenými hodnotami.....	48
6. Ověření modelu VNT kinematiky na reálném turbodmychadle.....	51
7. Závěr	55
8. Literatura.....	56
9. Seznam obrázků.....	57
10. Seznam grafů	58
11. Seznam příloh	59

Úvod

Dnešním trendem v oblasti automobilního inženýrství je tzv. „downsizing“, velmi často spojovaný s přeplňováním turbodmychadlem. Díky tomuto trendu se snaží výrobci turbodmychadel neustále zlepšovat a vyvíjet stávající technologie, aby dosáhli co nejlepších výsledků a zvítězili tak nad vyrovnanou konkurencí. Velmi důležitým faktorem u přeplňování je regulace a přizpůsobení turbodmychadla vozidlovému (nestacionárnímu) režimu motoru. Jedním ze způsobů této regulace je natáčení rozváděcích lopatek turbínového kola. Firma Honeywell, která vyrábí turbodmychadla pod označením Garrett, tento způsob regulace používá – skrývá se pod označením VNT (Variable Nozzle Turbine). Na první pohled se může zdát, že celý mechanismus není nikterak složitý. Ovšem, když si uvědomíme podmínky, ve kterých pracuje - vysoké teploty, výfukové plyny obsahující různé zplodiny, usazující se saze, dynamické namáhání, tak je třeba při jeho návrhu a výrobě velké pečlivosti. Je třeba taktéž celý mechanismus správně „naladit“ dle dané aplikace, abychom dosáhli co největšího zlepšení požadovaných parametrů. Navíc se můžeme při návrhu setkat s problémy díky omezenému zástavbovému prostoru, je potřeba měnit polohu ovládacího členu. Tím pádem se mění charakteristiky celého systému a právě vytvořený parametrický kinematický model by měl pomoci při návrhu VNT mechanismu a jeho správného naladění, dle požadavků.

V první části této práce jsou uvedeny základní informace o přeplňování turbodmychadly, proč se vlastně používají, jak fungují, jsou zde popsány základní části. Dále je vytvořen přehled možných způsobů regulace turbodmychadel, vysvětlení jejich principu včetně shrnutí jejich výhod a nevýhod, nakonec porovnání jednotlivých způsobů mezi sebou. Poté následuje vlastní řešení a tvorba modelu. Základem je analytické řešení kinematiky, nutné pro tvorbu modelu, popis modelu, jeho adaptace na jinou geometrii. Na závěr je model aplikován na reálné turbodmychadlo s VNT mechanismem pro ověření výsledků.

1. Turbodmychadlo

1.1. Proč se vlastně používají?

V dnešní době se turbodmychadla u vozidlových motorů stále více uplatňují. Je to dáno zejména trendem dnešní doby – tzv. „Downsizingem“ – snižováním zdvihového objemu. Důvody jsou jasné. Neustálý růst cen paliv, ekologické problémy, s nimi související přísné emisní limity Evropské komise. To vše vede ke snaze snižovat spotřebu spalovacích motorů, stavět lehké, kompaktní, ale vysoce výkonné pohonné jednotky. Tyto požadavky si výrobci uvědomují, proto velmi často sahají ke koncepci přepřehovaných motorů, zejména turbodmychadly. Jejich jednoduchým principem je využití energie výfukových plynů, které u atmosférických motorů jen volně odchází do prostředí. Přínosy turbodmychadla jsou zejména:

Zvýšení výkonu

- zvýšení středního efektivního tlaku
- zvýšení TD účinnosti (odstranění negativní plochy v p-V diagramu)
- lepší průběh točivého momentu a výkonu, zvýšení pružnosti motoru
- tím pádem můžeme použít menší jednotku, menší zástavbové rozměry, snížení spotřeby paliva

Ekologické důvody

- zlepšení spalování, dosažení nižšího obsahu škodlivých látek ve výfukových plynech
- využití energie výfukových plynů

[2], [3], [9]

1.2. Zvýšení výkonu přepřeháváním

Podstatou navýšení výkonu je jednoduchá skutečnost – čím více vzduchu dostaneme do válce motoru, tím více můžeme dodat paliva, které bude efektivně využito na přeměnu mechanické energie. Jestliže se podíváme na rovnici (1), jedinou cestou zvýšení výkonu (aniž bychom měnili koncepci motoru – počet válců, zdvihový objem, otáčky) je zvýšení středního efektivního tlaku p_e . A to je právě ona jednoduchá skutečnost – více vzduchu, více paliva, větší střední efektivní tlak p_e . [2], [3], [9]

$$P_e = i V_H p_e \frac{n}{\tau} \quad (1)$$

Kde je

i.....počet válců spalovacího motoru [-]

V_Hzdvihový objem jednoho válce [m³]

p_e střední efektivní tlak na píst [Pa]

n..... otáčky motoru [Hz]

τtaktost motoru (pro dvoudobý motor τ .=1, pro čtyřdobý τ .=2) [-]

Střední efektivní tlak p_e je vyjádřen vztahem (2). Jestliže budeme brát v úvahu palivo s určitým chemickým složením a tím pádem i výhřevností, teoretickým směšovací poměrem, pak hlavní vliv na střední indikovaný tlak mají účinnosti (mechanická, indikovaná, plnicí) a hustota nasávaného vzduchu. Přepřňováním se dá ovlivnit hustota nasávaného vzduchu a plnicí účinnost. [2], [3], [9]

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m \quad (2)$$

Kde je H_udolní výhřevnost použitého paliva [J/kg]
 λ_zspalovací součinitel přebytku vzduchu [-]
 σ_tteoretický směšovací poměr vzduchu a paliva [-]
 ρ_{pl}hustota plnicího vzduchu [kg.m⁻³]
 η_{pl}plnicí účinnost motoru [-]
 η_i indikovaná účinnost motoru [-]
 η_mmechanická účinnost motoru [-]

[2], [3], [9]

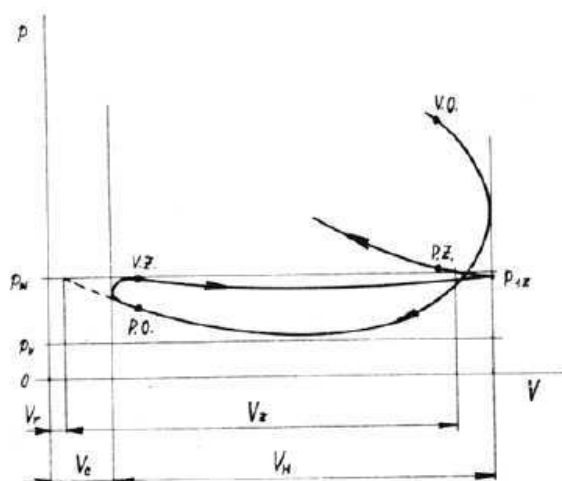
1.2.1. Plnicí účinnost

Tato účinnost vyjadřuje dokonalost naplnění válce motoru. Je definována jako poměr hmotnosti skutečné náplně válce a hmotnosti náplně teoreticky možné při jmenovitém stavu – rovnice (3). Tato účinnost je u atmosférických motorů menší než 1, u přepřňovaných větší jak 1. Na obrázku 1 je zobrazená část p-V diagramu čtyřdobého přepřňovaného motoru, kde je vidět, že plnicí tlak je větší než při výfuku – tzv. „pozitivní plocha“

$$\eta_{pl} = \frac{m_z}{V_H \rho_{pl}} \quad (3)$$

Kde je m_z hmotnost čerstvé náplně válce [kg]
 ρ_{pl} hustota plnicího vzduchu [kg.m⁻³]
 V_Hzdvihový objem jednoho válce [m³]

[2], [3], [9]



Obrázek 1. Část p-V diagramu [3]

1.2.2. Hustota plnicího vzduchu

Hustota plnicího vzduchu je podle stavové rovnice dána tlakem, teplotou – rovnice (4). Z této rovnice vidíme, že hustota plnicího vzduchu jde zvýšit zvětšením plnicího tlaku nebo snížením teploty plnicího vzduchu. To je také důvod, proč se používají mezichladiče stlačeného vzduchu.

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r \cdot T_{pl}} \quad (4)$$

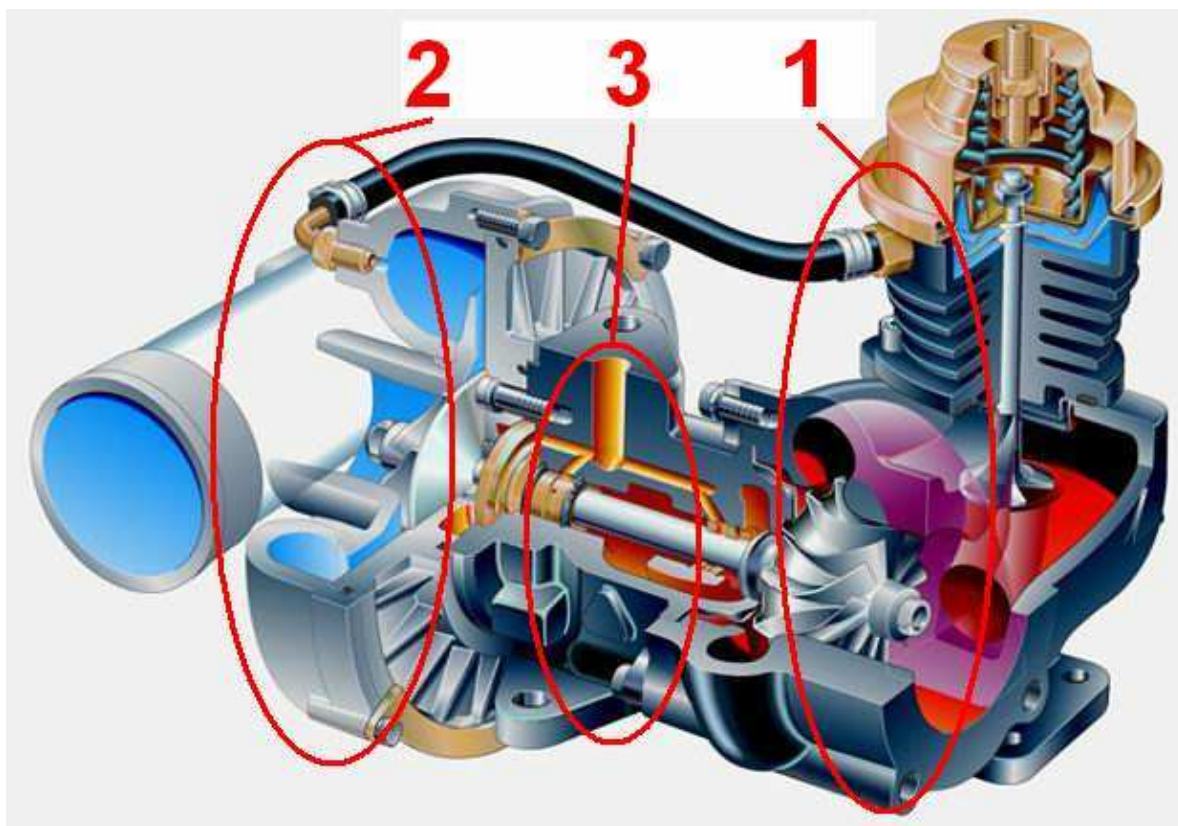
Kde je p_{pl} tlak čerstvé náplně válce [Pa]
 T_{pl} teplota čerstvé náplně válce [K]
 rměrná plynová konstanta vzduchu. [J/kg.K]

[2], [3], [9]

1.3. Řez turbodmychadlem

Na obrázku 2 je zobrazen řez turbodmychadlem, které můžeme rozdělit na 3 základní části, které budou níže jednotlivě popsány:

- Turbínová část – pozice 1
- Kompresorová část – pozice 2
- Centrální část – pozice 3

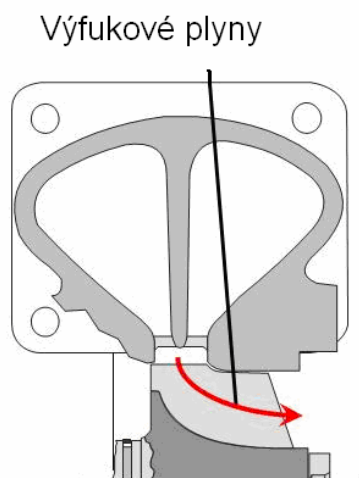


Obrázek 2. Řez turbodmychadlem [8]

1.3.1. Turbínová část

Tato část je tvořena turbínovou skříní, turbínovým kolem, často pevně spojeným s hřídelí. Dále zde mohou být součásti pro regulaci, jako je ventil („Waste Gate“) otvírající kanál vedoucí za turbínové kolo, VNT mechanismus a další. Skříň je napojena na výfukové svody motoru, odkud proudí plyny roztáčeující turbínové kolo – předávají mu svou energii (Obrázek 3). To pak předávají energii přes hřídel na kompresorové kolo. Poté plyny odchází do zbylé části výfukového systému. Podle charakteru plynů, které roztáčí turbínu, rozlišujeme přepřňování:

- Impulzní přepřňování
 - Snažíme se využít tlakových a teplotních pulzací výfukových plynů pro roztočení turbíny. Abychom mohli využít těchto pulzací co nejvíce, je tomu třeba uzpůsobit i výfukové potrubí vedoucí exhalace od hlavy motoru k turbínové skříní turbodmychadla – mělo by být co nejkratší a co nejmenšího průměru. U víceválcových motorů se používá turbínová skříň rozdělená na sekce, aby nedocházelo k rušení a zániku pulzací. Důležitý je rovněž počet válců napojených do jednotlivých sekcí. Ovlivňuje to ztráty na turbíně vlivem kolísání tlaku a teploty před ní. Tento způsob přepřňování je výhodný zejména pro vozidlové motory, protože při nižším zatížení nebo otáčkách mají plyny větší energii, než při rovnotlakém, a díky tomu mají motory lepší charakteristiky v nižších otáčkách.
- Rovnotlaké
 - Výfukové svody mají velký průřez a jsou delší, vývody od jednotlivých válců jsou spojeny dohromady. Tím dochází k ustálení tlaku a zániku pulzací. Dochází k přeměně energie plynů, nejprve z neúplné expanze na kinetickou energii, ta se vířením přemění na tepelnou energii. Využívá se tedy tlaku a teploty plynů. Je výhodnější pro stacionární motory, které pracují v ustáleném, ne příliš proměnném stavu a turbína se dá ideálně naladit. Výhodou je také jednodušší a levnější výfukové potrubí spojující hlavu motoru s turbodmychadlem.

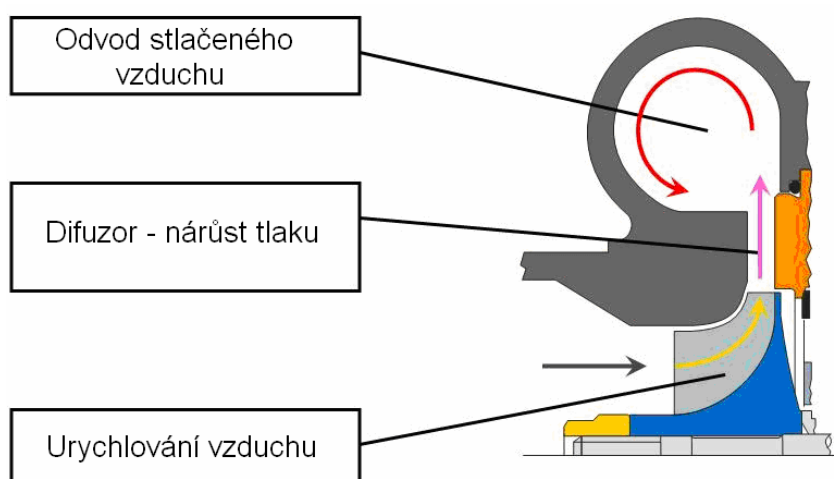


Obrázek 3. **Princip turbíny** [1]

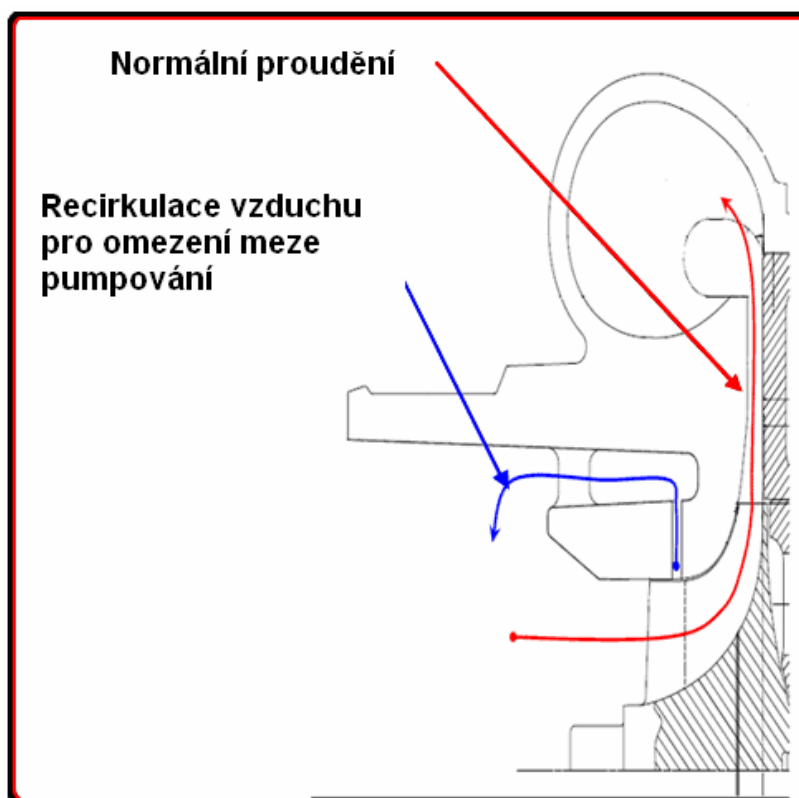
[1], [9]

1.3.2. Kompresorová část

Tvořena kompresorovým kolem a kompresorovou (spirální) skříní, která je napojena na přívod čerstvého vzduchu ze vzduchového filtru. Ten prochází přes kompresorové kolo, kde dochází k jeho urychlování – růst kinetické energie plynu (Obrázek 4). Poté v difuzoru dochází k přeměně většiny kinetické energie získané od kompresorového kola na energii tlakovou. Zároveň dochází k růstu teploty. Kvůli tomuto nechtěnému ohřevu je stlačený vzduch nejdříve veden do mezichladiče, kde dojde k jeho ochlazení, a až poté do motoru. Někdy bývá vstupní část speciálně upravena (Obrázek 5). Používá se to k oddálení meze pumpování kompresorového kola. Část vzduchu proudí otvorem od kompresorového kola a vrací se znovu na vstup. [9], [11]



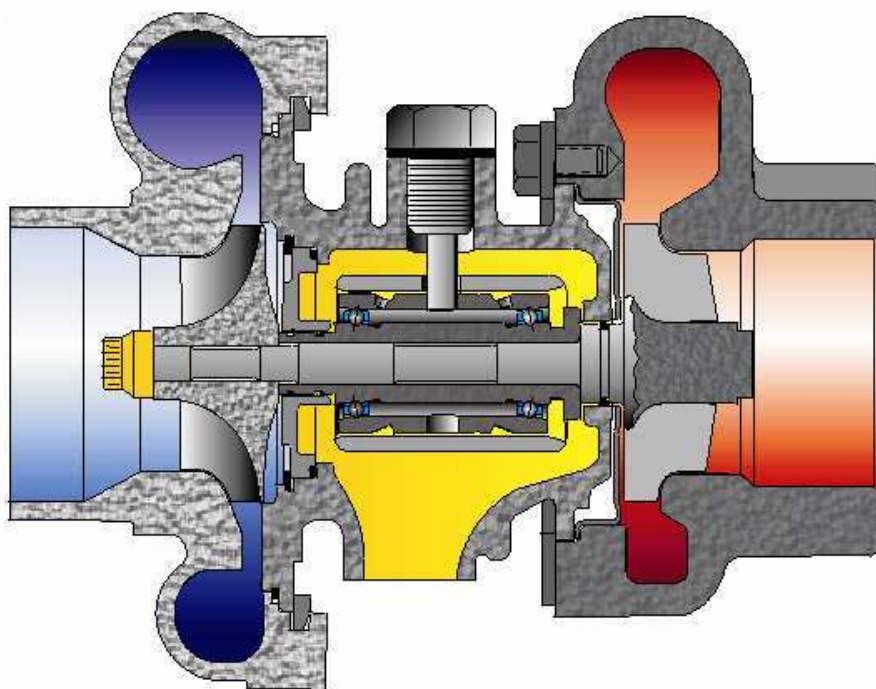
Obrázek 4. *Princip kompresoru* [1]



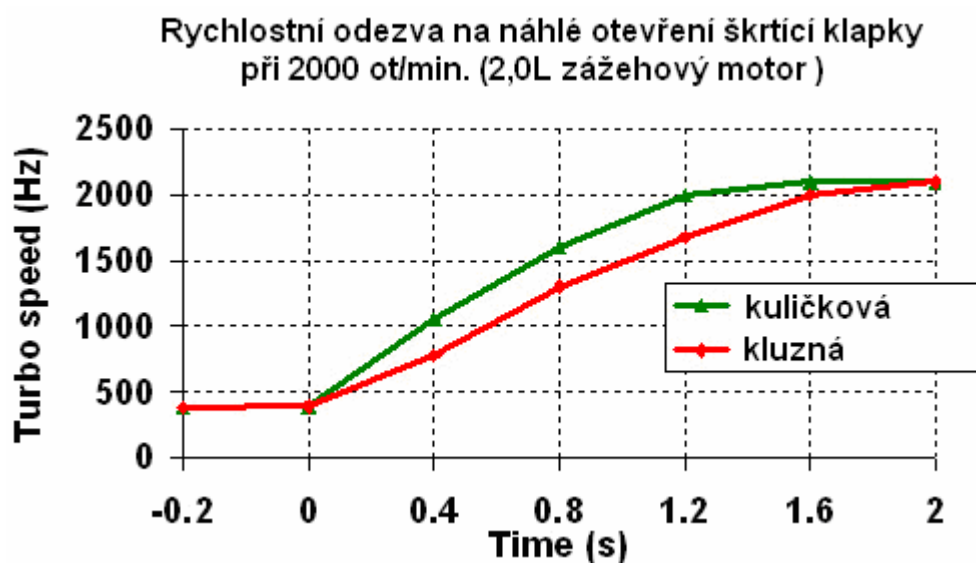
Obrázek 5. *Omezení meze pumpování* [11]

1.3.3. Centrální část

V této části je uložena hřídel spojující turbínové a kompresorové kolo v kluzných (plovoucí uložení), nebo valivých ložiscích (Obrázek 6). Valivá ložiska se začínají používat až v poslední době, díky jejich vyspělým materiálům a technologii. Měly by pomoci snižovat hlučnost, prodlužovat životnost, ale hlavně kladou menší odpor – díky tomu dochází k rychlejšímu roztočení rotoru (Obrázek 7). Vzhledem k vysokým teplotám výfukových plynů je nutno chladit pomocí oleje z centrální mazací soustavy, nebo chladicí kapalinou. Dále zde musí být těsnění, které zabraňuje nechtěnému úniku chladicího média z centrální části a také aby se nedostávaly plyny dovnitř. Jako těsnění se používají nejčastěji pístní kroužky.[1] , [11]



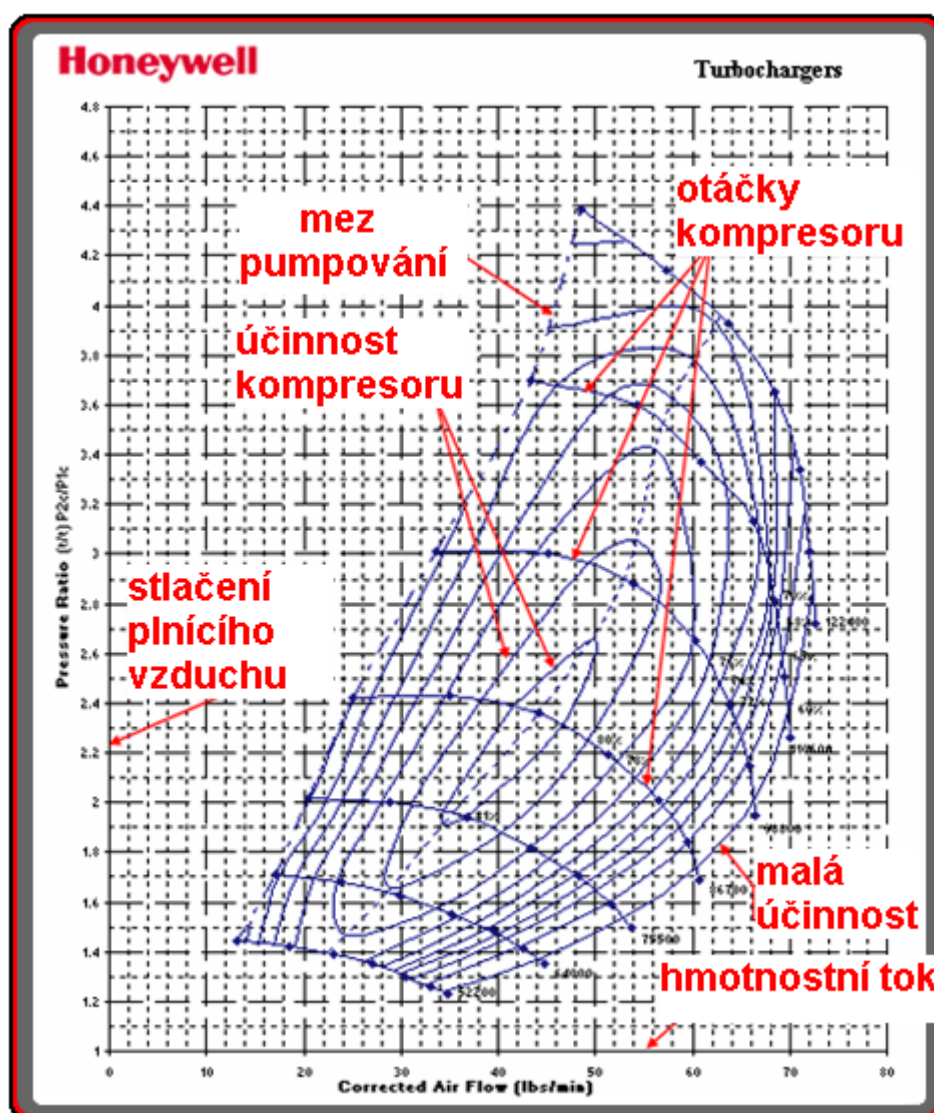
Obrázek 6. *Centrální část* [1]



Obrázek 7. *Porovnání uložení* [11]

1.4. Charakteristika turbodmychadla

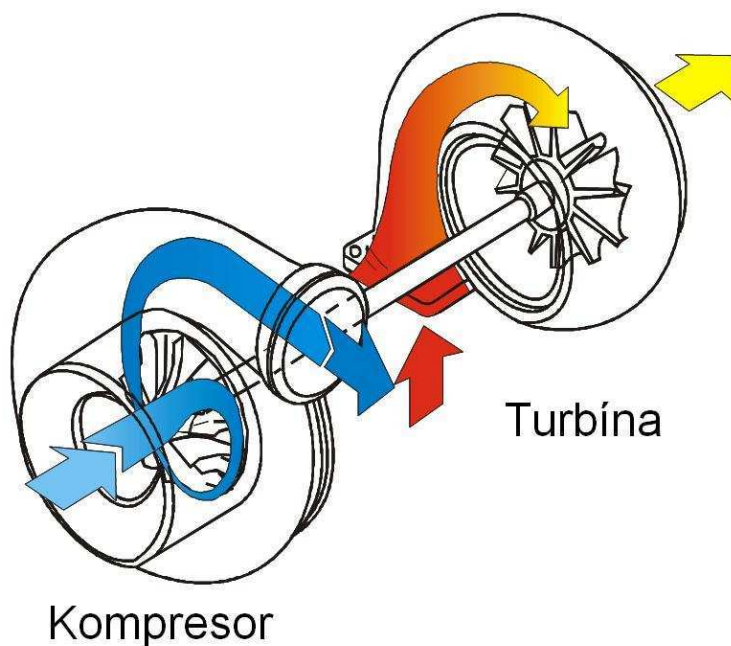
Hlavní charakteristikou turbodmychadla je kompresorová mapa (Obrázek 8). Jak je vidět z obrázku, je to závislost stlačení plnicího vzduchu na hmotnostním toku proudícím kompresorem. Z levé strany je omezení mezi pumpování. Nalevo od ní je nestabilní oblast, ve které dochází k periodickému obrácení smyslu proudění vzduchu a rázům v sacím potrubí. Dále jsou zde zakresleny hladiny konstantní účinnosti kompresoru, která tvoří omezení zprava – velmi rychle zde klesá. Někdy bývá tato hranice označována jako mez udušení. Dále jsou zde křivky konstantní rychlosti otáčení kompresorového kola, které tvoří omezení shora – maximální otáčky rotoru. [9], [11]



Obrázek 8. *Kompresorová mapa* [11]

1.5. Směry proudění plynů v turbodmychadle

Na turbínové straně vstupují výfukové plyny ze spalovacího motoru radiálně, vystupují v axiálním směru a proudí dále do zbylého výfukového traktu. Na kompresorovém kole vstupuje čerstvý vzduch z čističe v axiálním směru, stlačený vzduch vystupuje v radiálním směru a proudí do mezichladiče, kde dojde k jeho ochlazení a poté plní válce spalovacího motoru (Obrázek 9).



Obrázek 9. *Směry proudění v turbodmychadle* [5]

1.6. Pracovní podmínky

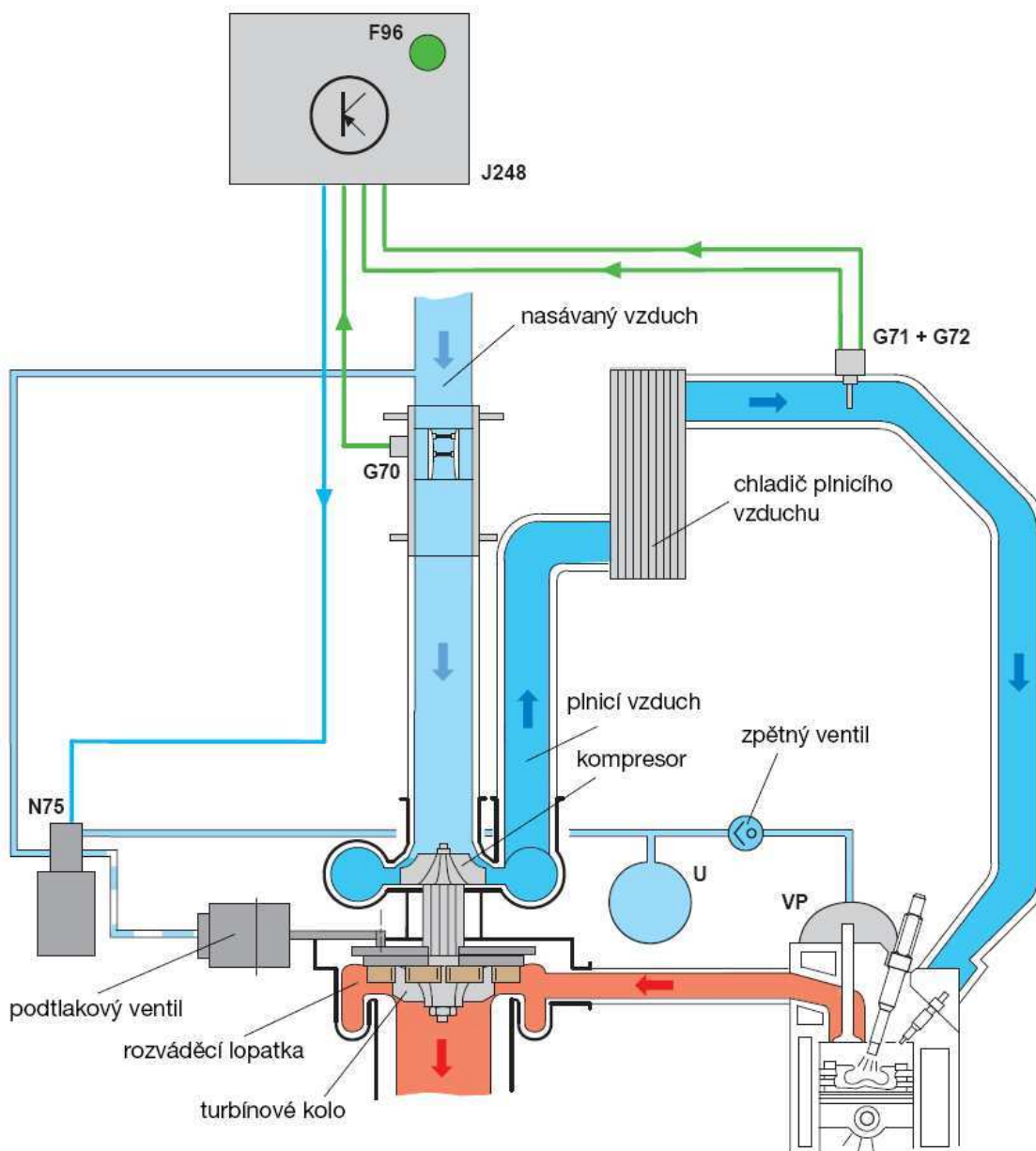
Turbodmychadlo pracuje ve velmi náročných podmínkách. Na jedné straně je vystaveno horkým výfukovým plynům, na druhé straně vzduchu přibližně o běžné teplotě. Je umístěno pevně na motoru, tudíž je vystaveno silným vibracím. Otáčky rotační části dosahují velmi vysokých hodnot, proto musí být co nejlépe vyváženy.

- vysoké teploty – teploty výfukových plynů až 1000°C
- vysoké otáčky rotoru – až 250 000 ot/min.
- velké obvodové rychlosti
- vibrace motoru
- teplota oleje až 150°C

[1]

1.7. Schéma zapojení turbodmychadla na motoru

Na obrázku 10 je zobrazeno reálné zapojení turbodmychadla na motoru, včetně zařízení pro regulaci plnicího tlaku. Požadovaný plnicí tlak je zajištěn natáčením rozváděcích lopatek turbínového kola, které jsou ovládány podtlakovým ventilem propojeným se sáním motoru. Dále je v systému zapojen chladič plnicího vzduchu, vakuová pumpa (pozice VP), která vytváří podtlak v zásobníku (pozice U). [6]



Obrázek 10. Schéma turbodmychadla na motoru 1,9 TDI [6]

2. Regulace přeplňování

2.1. Obecné informace

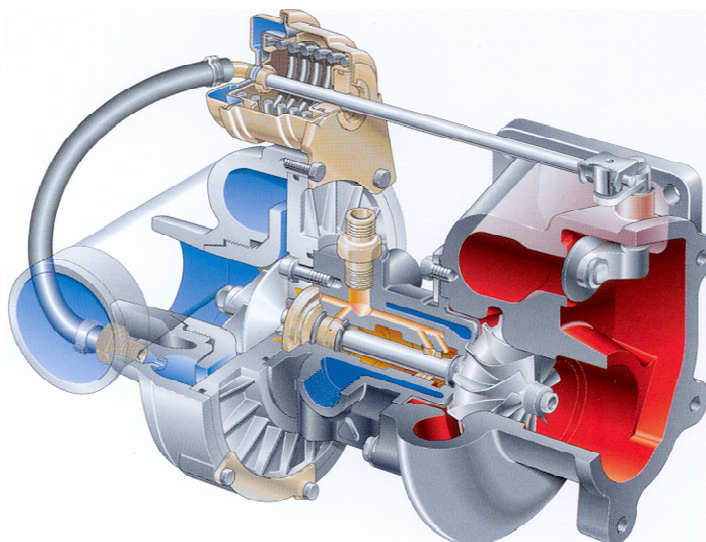
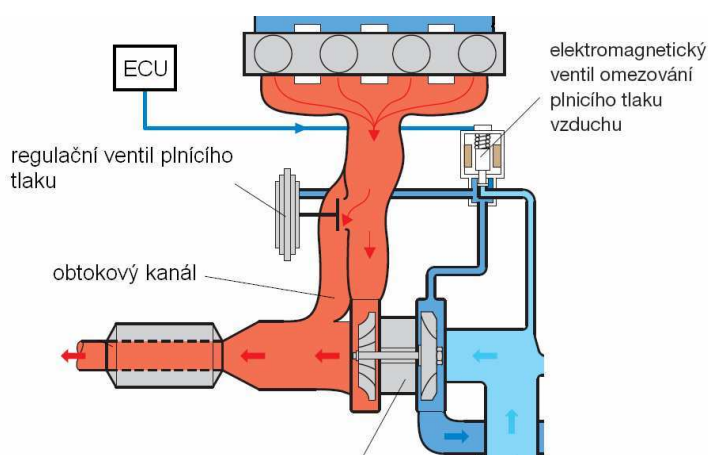
Regulace turbodmychadla hraje velmi důležitou roli. Jelikož jsme schopni ideálně naladit komponenty pouze na určité omezené rozsahy daných charakteristik, je potřeba je přizpůsobit vozidlovému režimu motoru – tj. velké rozmezí otáček, zatížení. Je třeba najít optimální parametry turbodmychadla a jeho regulace, abychom dosáhli ideálního plnění v co největším rozsahu otáček, abychom zajistili vysoký výkon, dobrou pružnost motoru (dostatečný kroutící moment již od nízkých otáček), nízkou spotřebu a také abychom co nejvíce zabránili vzniku škodlivých látek, vznikajících při spalování. Samozřejmě je třeba při návrhu brát v úvahu i limity – tj. maximální tlaky, teploty, u zážehových motorů také detonační spalování. Výrobci turbodmychadel používají několik způsobů, jak se dá turbodmychadlo regulovat:

- Odpouštění výfukových plynů před turbínou („Wastegate“, „Bypass“)
- Změna geometrie turbíny
 - Natočení řídicí směrové klapky
 - Natáčením lopatek statoru turbíny (VNT)
 - Změnou šířky statoru turbíny (VGT)

[3], [9]

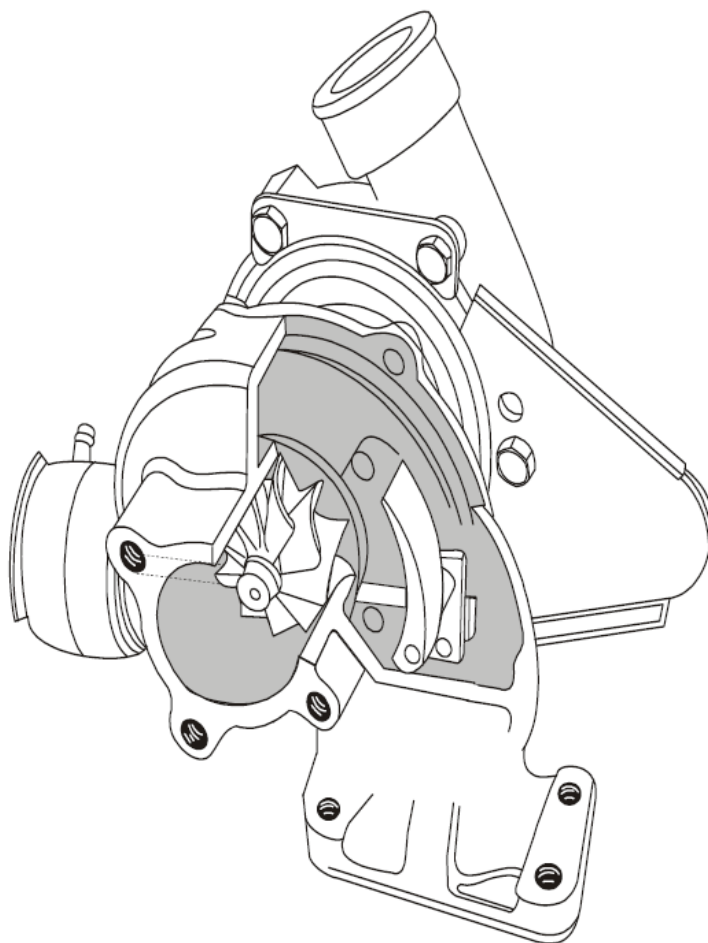
2.2. Odpouštění výfukových plynů před turbínou (WG)

Tento způsob regulace byl jedním z prvních, velmi často používaný i v dnešní době. S výhodou se volí malá jednotka (rychle se roztáčí), která již při nižších otáčkách motoru (nejčastěji při otáčkách maximálního kroutícího momentu) dosáhne maximálního stlačení. Abychom se udrželi v tomto režimu i při vyšší otáčkách a tím pádem i větším hmotnostním toku, je třeba část výfukových plynů odvádět mimo turbínu. K tomu slouží klapka, který otvírá kanál („bypass“) spojující vstup a výstup z turbínové skříně (Obrázek 12, Obrázek 11). Tento způsob se používá jak pro vznětové, tak zážehové motory. Jako ovládací prvek ventilu bývá nejčastěji použit pneumatický ovládací člen (Obrázek 12, Obrázek 11), ovládaný tlakem vzduchu z kompresorové skříně. Je složen z pružiny a membrány, na kterou je přiveden tlak. Charakteristika pružiny je volena tak, aby když tlak v kompresoru dosáhne stejné nebo větší jak maximální hodnoty, dojde k odpovídajícímu pootevření propojovacího kanálu a tím snížení otáček turbíny a poklesu tlaku. S potřebou přesnějšího a lepšího řízení regulace se i zde v dnešní době setkáváme s elektronickou regulací podle příslušného datového pole. Řídicí tlak je odebírán z tlakové strany turbodmychadla, stejně jako u mechanického systému. Ovšem vše je řízeno řídicí jednotkou, která na základě snímaných hodnot ovládá elektromagnetický ventil, který přivádí tlak na membránu pneumatického členu. Ovládání je možné provést také přímo elektrickou jednotkou. Nevýhodou odpouštění výfukových plynů přes bypasse, je nárůst tlaku a teploty před turbínou při zvýšení otáček, které omezuje další zvýšení výkonu motoru. To je patrné z grafu 1, kde je vidět porovnání regulace pomocí wastegatu a VNT. [3], [7]

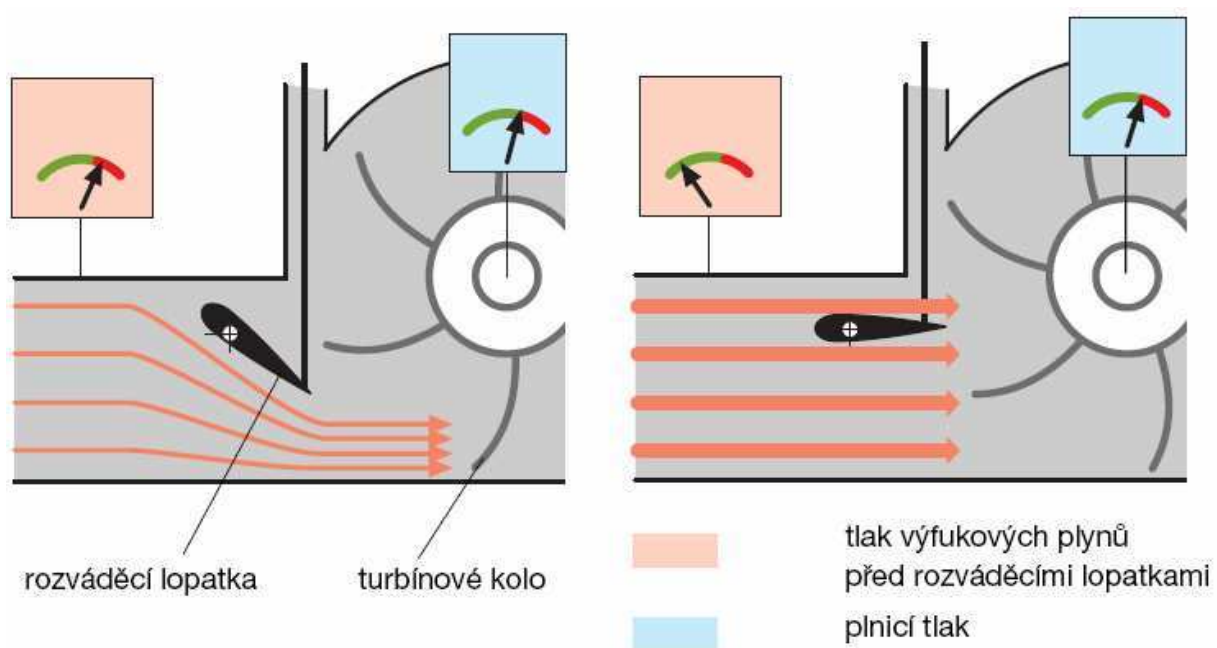
Obrázek 11. *Turbodmychadlo s bypassem* [8]Obrázek 12. *Waste gate* [7]

2.3. *Natáčení řídicí směrové klapky*

Tato možnost regulace je založena na jednoduchém fyzikálním principu. A to na změně rychlosti proudění při změně průtočného průřezu. Na obrázku 14 je zobrazena směrová klapka, umístěná v turbínové skříni na vstupu do oběžné části. Její natočení je ovládáno akčním členem, nejčastěji pneumatickým. Jestliže motor běží v nízkých otáčkách, směrová klapka zmenší průtočný průřez. Tím proudí výfukové plyny rychleji a jsou schopny rychleji roztočit turbínové kolo a zajistit tak potřebný plnicí tlak. S rostoucím hmotnostním tokem dochází k otevírání klapky a zvětšení průřezu. Jednotka musí být volena tak, aby při maximálním otevření klapky, při maximálním hmotnostním průtoku, nedošlo k překročení možného plnicího tlaku. Velkou výhodou tohoto způsobu regulace je, na rozdíl od wastegatu, kde část plynů odvádíme bez užitku, že turbínovým kolem proudí veškeré množství výfukových plynů, tím pádem využíváme více jejich energie (Obrázek 13). Někdy se používá i kombinace wastegatu a směrové klapky. Navrhuje se pak menší turbína, která má menší moment setrvačnosti, tudíž snižuje zpoždění turbodmychadla. Po úplném otevření směrové klapky přichází na řadu wastegate, který udržuje konstantní hmotnostní průtok. [3], [7]



Obrázek 13. *Turbodmychadlo se směrovou klapkou* [3]

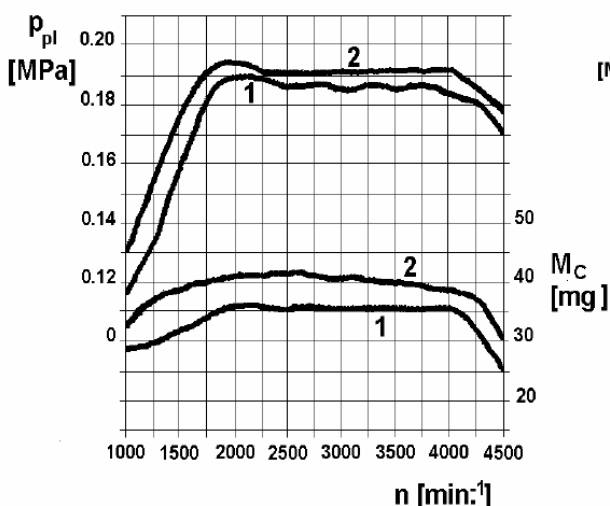


Obrázek 14. *Princip řídicí klapky* [7]

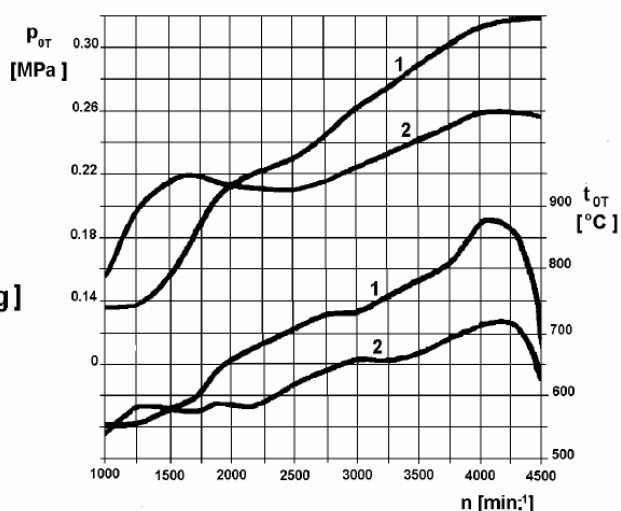
2.4. Natáčení lopatek statoru turbíny (VNT)

Další možností regulace turbodmychadla je pomocí natáčení rozváděcích lopatek turbínového kola (Obrázek 16). Princip je obdobný jako u směrové klapky (Obrázek 14). Dochází k natáčení mnoha lopatek rozmístěných po obvodu turbínového kola a tím ke změně výstupního průtočného průřezu ze statoru (Obrázek 15). Celý mechanismus je ovšem mnohem složitější a náročnější. Je třeba vzít v úvahu také fakt, že se nachází v prostředí horkých výfukových plynů, kde dochází k usazování různých látek. Jeho ovládání může být opět pneumaticky, ale pro lepší regulaci se dnes používají elektrické akční členy. Turbínu je třeba navrhnout na maximální hmotnostní tok, aby při plném otevření nedocházelo k překročení maximálního plnicího tlaku. Geometrie rozváděcích lopatek je taktéž velmi důležitá. Optimální geometrie se navrhuje na hmotnostní tok odpovídající přibližně středu regulované oblasti. Výhodou oproti wastegatu je, že se před turbínovým kolem nevytváří tak vysoké teploty a tlaky – což bylo omezení při použití wastegatu. Na grafu 1 jsou vidět výsledky z měření, kde byly porovnávány dvě turbodmychadla na motoru VW 1,9TDI. Jedno mělo regulaci pomocí wastegatu (křivka 1), druhé pomocí VNT (křivka 2). Porovnávací výkon byl 75kW. Z průběhu plnicího tlaku je vidět lepší regulace, lepší udržení konstantního plnicího tlaku pro VNT regulaci a menší tlaky a teploty před turbínovým kolem. [3], [7], [1]

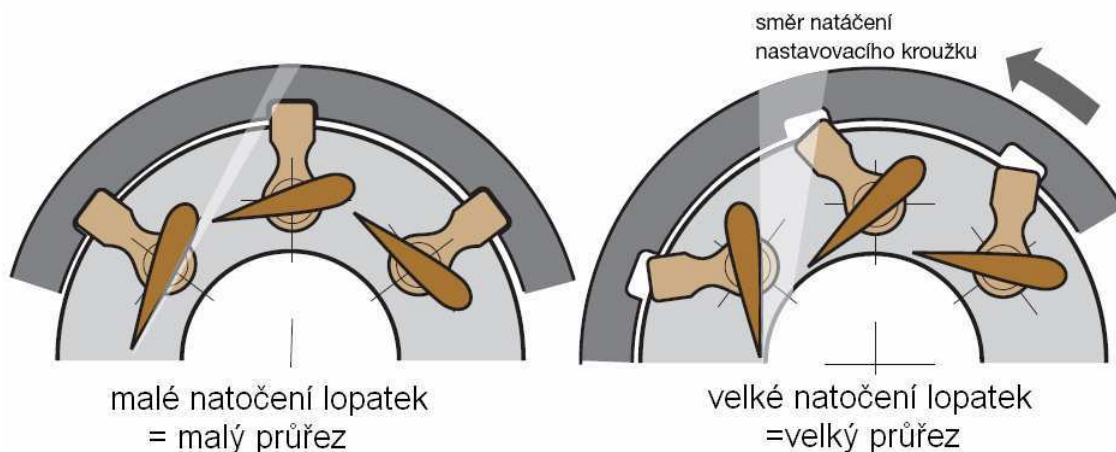
Průběh plnicího tlaku a dávky paliva



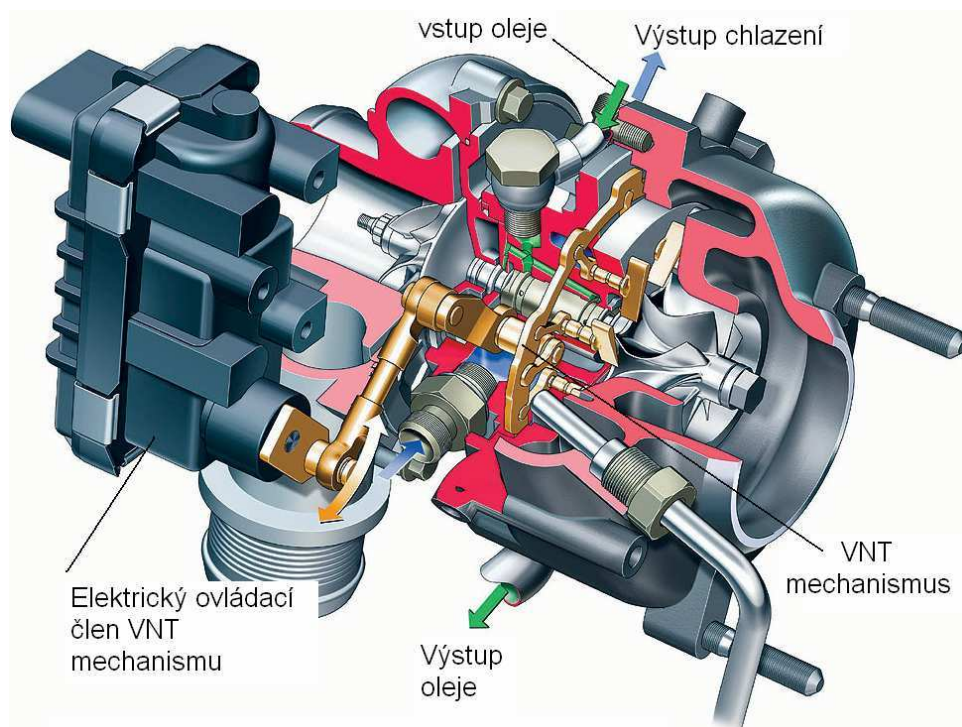
Průběh tlaku a teploty před turbínou



Graf 1. Porovnání VNT a WG [9]



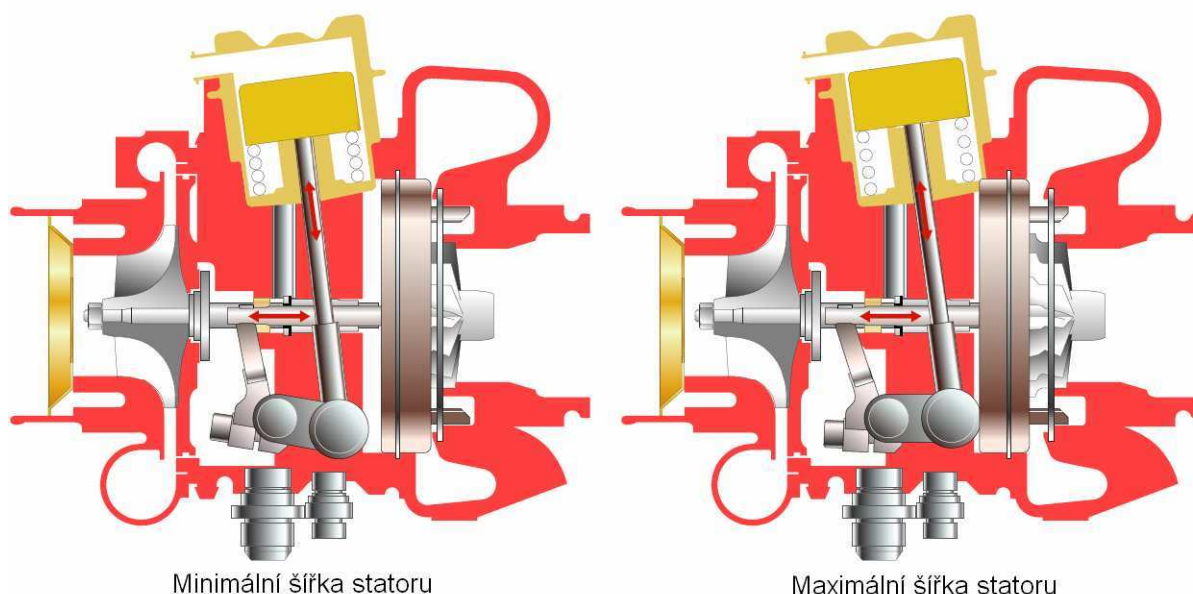
Obrázek 15. Funkce VNT [7]



Obrázek 16. *Turbodmychadlo s VNT* [8]

2.5. Změna šířky statoru turbíny (VGT)

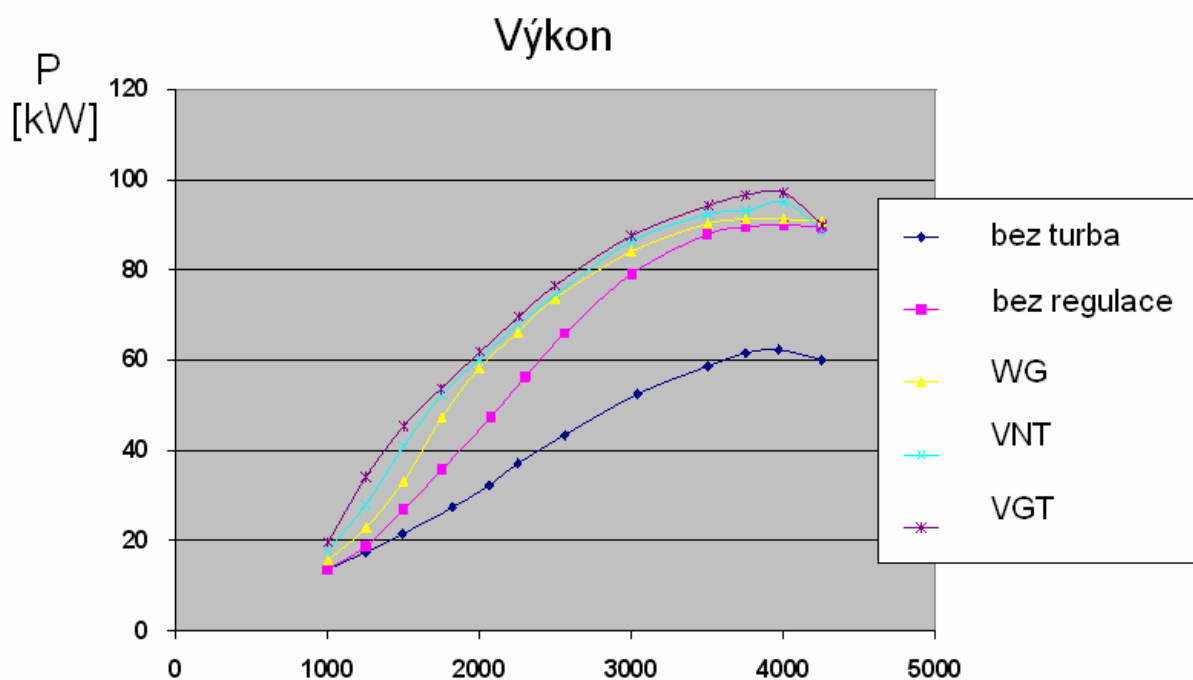
Dalším zajímavým a poměrně jednoduchým systémem je regulace průtočné plochy ve statoru pomocí axiálně posuvného rozváděcího kola s lopatkami. Na obrázku 17 jsou zobrazeny krajní pozice a je zde dobře vidět rozdílná vstupní šířka. Celý mechanismus je ovládán buď pneumaticky, nebo dnes již pomocí elektrického akčního členu. Tento způsob regulace má řadu výhod, oproti výše popsaným. Turbinou prochází celý hmotnostní tok výfukových plynů, takže jsme schopni využít co nejvíce energie. Rozváděcí lopatky jsou nepohyblivé, naladěny tak, aby vytvářely ideální úhel náběhu proudu na oběžné kolo – a to v celém rozsahu regulace (u VNT se tento úhel mění s natočením lopatek). [3], [10]



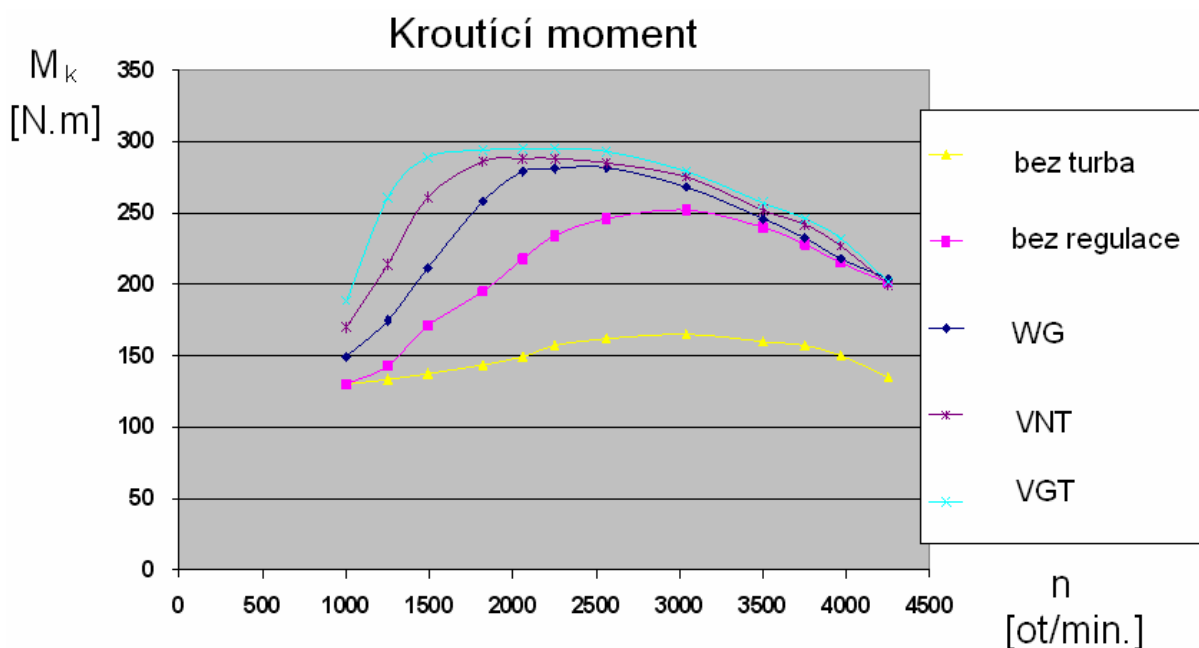
Obrázek 17. *Turbodmychadlo s VGT* [10]

2.6. Porovnání způsobů regulace

Na grafech 2, 3 jsou zobrazeny průběhy výkonu a kroutícího momentu vznětového 2,2 L motoru. Na motoru byly použity turbodmychadla s různými typy regulace. Je zde vidět i rozdíl s atmosférickým plněním motoru, velký nárůst výkonu a momentu. Nejlepších výsledků bylo dosaženo se systémem VGT – se změnou šířky satoru. Druhým nejlepším způsobem bylo použití VNT – natáčení rozváděcích lopatek.



Graf 2. *Porovnání výkonu* [4]



Graf 3. *Porovnání kroutícího momentu* [4]

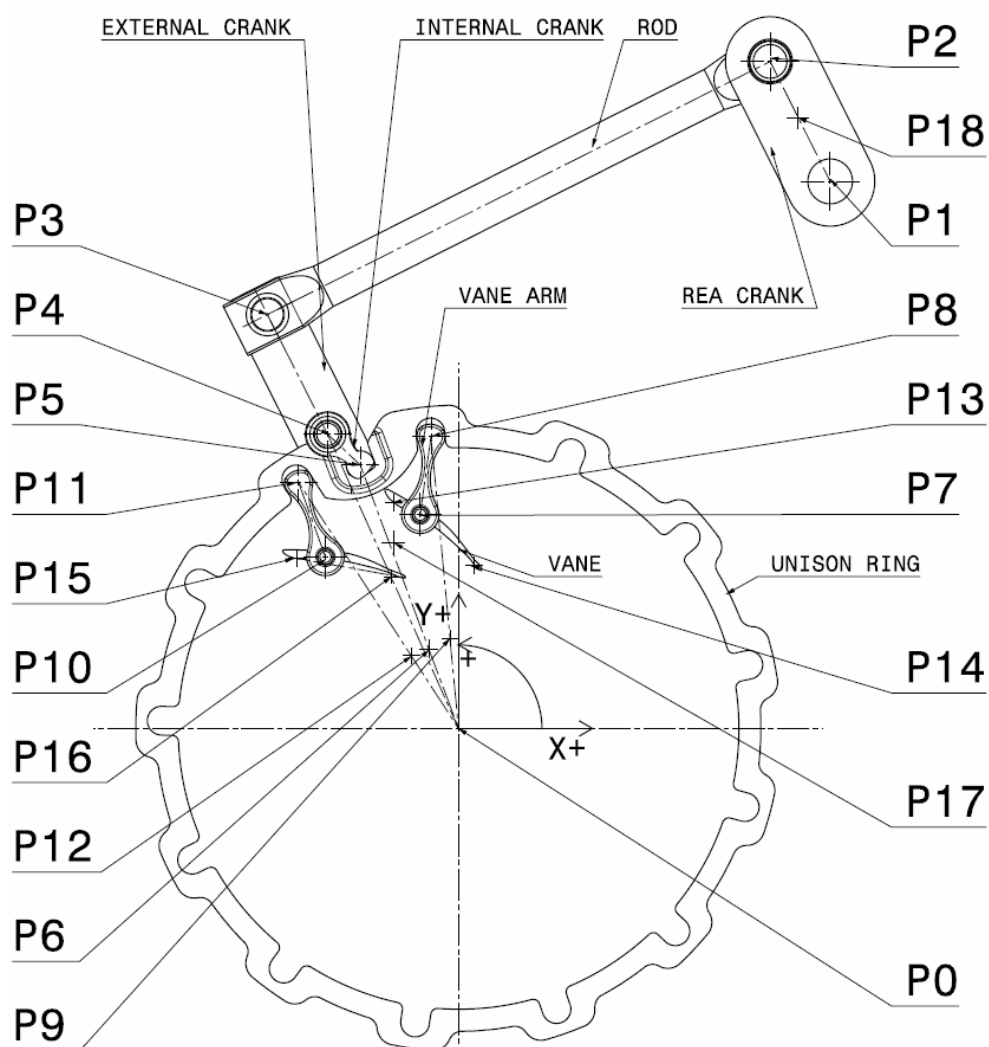
3. Analytické řešení kinematiky VNT mechanismu

3.1. Základní informace

Analytické řešení tohoto mechanismu jsem provedl proto, abych byl schopen sestavit plně parametrický model. Model je vytvořen v MBS systému ADAMS, který je schopen parametrizace pouze za předpokladu, že sestavíme odpovídající kinematické rovnice podle kterých se bude řídit.

3.2. VNT mechanismus

Na obrázku 18 můžeme vidět celý mechanismus včetně základních bodů modelu a názvů jednotlivých částí. V bodě P1 se nachází osa otáčení ovládacího členu, který celý mechanismus ovládá. Výstupním parametrem by měla být minimální vzdálenost mezi lopatkami, která určuje průtočný průřez. Body P1, P4, P7, P10 jsou pevné body modelu, které se během simulace nemění. Jejich souřadnice jsou vstupní parametry, které můžeme díky parametrickému modelu měnit. Dále se v modelu nachází pomocné body pro vytvoření modelu – P2, P3, P5, P6, P8, P9, P11-16. Body P17, P18 slouží pro měření úhlů.



Obrázek 18. VNT mechanismus

3.3. Značení proměnných a konvence

Proměnné v rovnicích jsou značeny tak, jak jsou zadávány do modelu v ADAMSu. Základem je DV_ („Design Variable“) a pak následuje vlastní označení jednotlivých proměnných. Celý model je sestaven v kartézském souřadném systému. Jeho orientace je zobrazena na obrázku 18.

- body:

DV_P1X.....kde: P – značí bod (point)
1 – číslo bodu
X – „x-ová“ souřadnice

- úhly:

DV_AB.....kde: A – značí úhel (angle)
B – označení úhlu

- délky:

DV_LA.....kde: L – značí délku (length)
A – označení délky

- vzdálenost bodů:

DV_D24.....kde: D – značí vzdálenost (distance)
24 – mezi těmito body

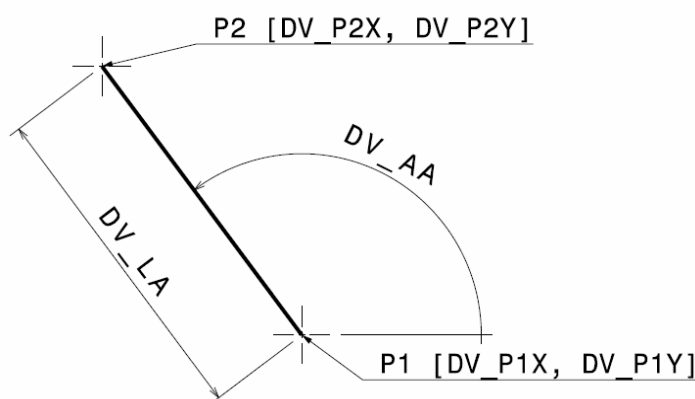
- Dále jsou v modelu ještě zvláštní proměnné, které se nedají nějak obecně popsat. Jejich značení se skládá ze základu DV_ a charakteristického názvu (např. DV_THROAT – minimální vzdálenost lopatek).

3.4. Vlastní řešení kinematiky

Základními výchozími parametry jsou souřadnice bodu P1 a úhel natočení ramene akčního členu (REA crank), který ovládá mechanismus (Obrázek 19). Výpočet souřadnic bodu P2:

$$DV_P2X := DV_P1X + DV_LA \cdot \cos(DV_AA) \quad (5)$$

$$DV_P2Y := DV_P1Y + DV_LA \cdot \sin(DV_AA) \quad (6)$$



Obrázek 19. Výpočet P2

Dalším krokem bylo určení souřadnic bodu P3 (Obrázek 20). Nutné vstupní parametry pro výpočet jsou délky ramen DV_LB, DV_LC, souřadnice bodu P4. Z příslušného trojúhelníku jsem vypočetl vzdálenost DV_D24 bodů P2 a P4, úhel této spojnice od osy x DV_AG. Pomocí kosinovy věty jsem zjistil úhel DV_AD, který jsem sečetl s úhlem DV_AG a získal výsledný úhel DV_AB od osy x, potřebný pro souřadnice polohy bodu P3.

$$DV_D24 := \sqrt{(DV_P2X - DV_P4X)^2 + (DV_P2Y - DV_P4Y)^2} \quad (7)$$

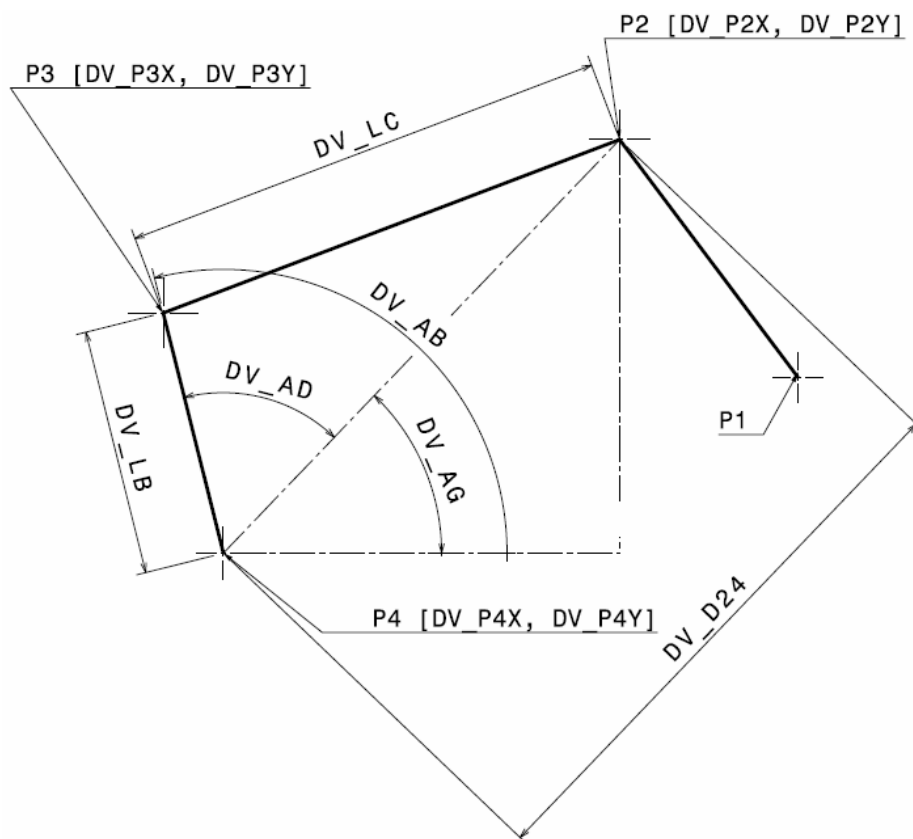
$$DV_AG := \arccos\left(\frac{DV_P2X - DV_P4X}{DV_D24}\right) \quad (8)$$

$$DV_AD := \arccos\left(\frac{DV_LB^2 + DV_D24^2 - DV_LC^2}{2 \cdot DV_LB \cdot DV_D24}\right) \quad (9)$$

$$DV_AB := DV_AG + DV_AD \quad (10)$$

$$DV_P3X := DV_P4X + DV_LB \cos(DV_AB) \quad (11)$$

$$DV_P3Y := DV_P4Y + DV_LB \sin(DV_AB) \quad (12)$$



Obrázek 20. Výpočet P3

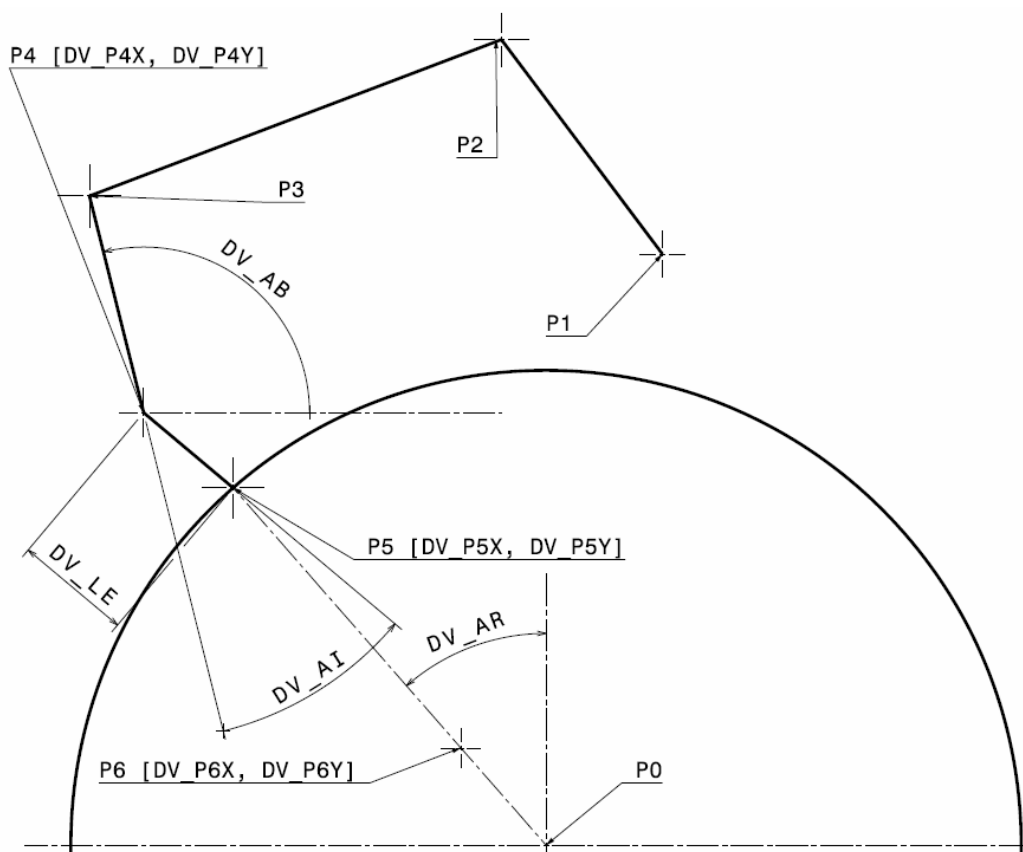
K určení polohy internal cranku jsem využil úhlu DV_AB z předchozího výpočtu. Vstupním parametrem je zde délka DV_LE internal cranku a úhel DV_AI mezi ním a external crankem (Obrázek 21). S pohybem bodu P5 úzce souvisí pohyb unison ringu. Jeho natočení není potřeba počítat, jeho pohyb je v simulaci zajištěn vazbami. K vytvoření této vazby bylo potřeba zavést pomocný bod v modelu – bod P6.

$$DV_P5X := DV_P4X - DV_LE \cos(DV_AB + DV_AI) \quad (13)$$

$$DV_P5Y := DV_P4Y - DV_LE \sin(DV_AB + DV_AI) \quad (14)$$

$$DV_P6X := -15 \cdot \cos\left(\operatorname{atan}\left(\frac{DV_P5Y}{DV_P5X}\right)\right) \quad (15)$$

$$DV_P6Y := -15 \cdot \sin\left(\operatorname{atan}\left(\frac{DV_P5Y}{DV_P5X}\right)\right) \quad (16)$$



Obrázek 21. Výpočet P6

V dalším kroku jsem přidal do mechanismu vane arm, který se otáčí kolem bodu P7 a je v kontaktu s unison ringem v bodě P8 (Obrázek 22). Potřebné vstupní hodnoty jsou souřadnice bodu P7, délka vane armu DV_LF a úhel DV_AR1 mezi body P8 a P5. Opět je zde jeden doplňkový bod P9 pro vazbu v modelu.

$$DV_ACR11 := \text{atan}\left(\frac{DV_P5Y}{DV_P5X}\right) \quad (17)$$

$$DV_ACR12 := (-DV_ACR11 + DV_AR1) + \text{atan}\left(\frac{DV_P7Y}{DV_P7X}\right) \quad (18)$$

$$DV_D07 := \sqrt{DV_P7X^2 + DV_P7Y^2} \quad (19)$$

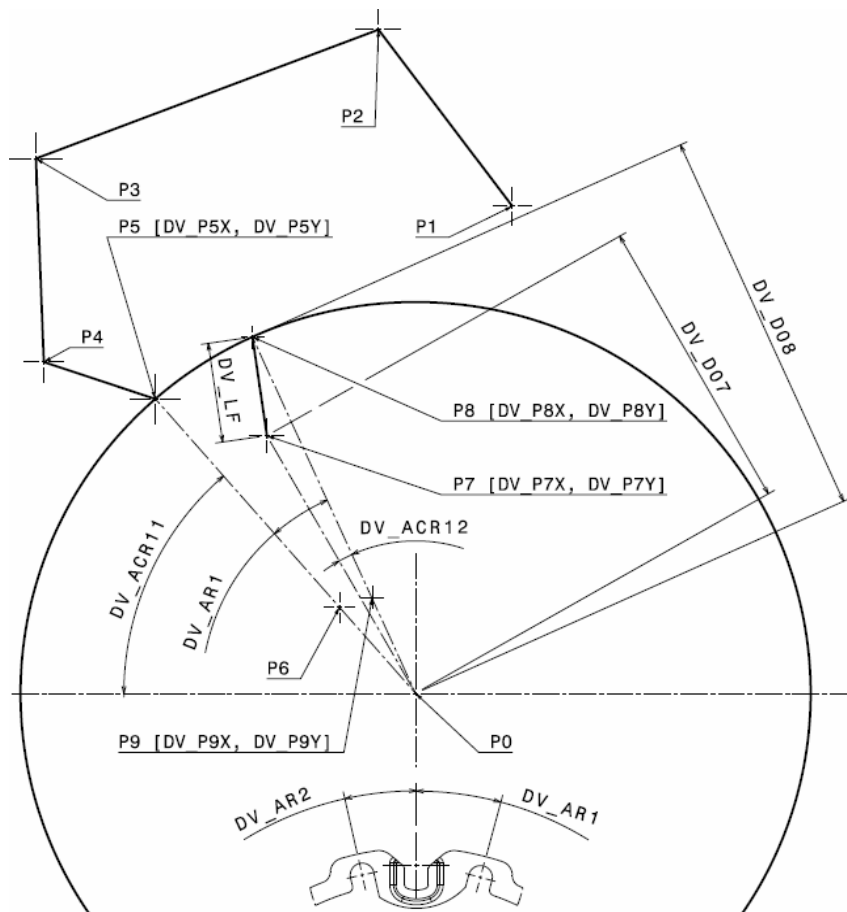
$$DV_D08 := \sqrt{DV_D07^2 - (DV_D07 \sin(DV_ACR12))^2} + \sqrt{DV_LF^2 - (DV_D07 \sin(DV_ACR12))^2} \quad (20)$$

$$DV_P8X := -DV_D08 \cos\left(-\text{atan}\left(\frac{DV_P7Y}{DV_P7X}\right) + DV_ACR12\right) \quad (21)$$

$$DV_P8Y := DV_D08 \sin\left(-\text{atan}\left(\frac{DV_P7Y}{DV_P7X}\right) + DV_ACR12\right) \quad (22)$$

$$DV_P9X := -10 \cdot \cos\left(\text{atan}\left(\frac{DV_P8Y}{DV_P8X}\right)\right) \quad (23)$$

$$DV_P9Y := -10 \cdot \sin\left(\text{atan}\left(\frac{DV_P8Y}{DV_P8X}\right)\right) \quad (24)$$



Obrázek 22. Výpočet P8

Nyní přidáme druhou lopatku s vane armem (Obrázek 24). Výpočtové vztahy jsou podobné jako u předchozí lopatky. Vstupními hodnotami jsou pouze souřadnice bodu P10 a úhel DV_AR2. Parametry, jako je délka vane armu a úhel mezi lopatkou, jsou stejné jako u předchozí lopatky. Bod P12 je pomocný bod.

$$DV_ACR21 := \operatorname{atan}\left(\frac{DV_P5Y}{DV_P5X}\right) \quad (29)$$

$$DV_ACR22 := -DV_ACR21 - DV_AR2 + \operatorname{atan}\left(\frac{DV_P10Y}{DV_P10X}\right) \quad (30)$$

$$DV_P11X := -DV_D08 \cos\left(-\operatorname{atan}\left(\frac{DV_P10Y}{DV_P10X}\right) + DV_ACR22\right) \quad (31)$$

$$DV_P11Y := DV_D08 \sin\left(-\operatorname{atan}\left(\frac{DV_P10Y}{DV_P10X}\right) + DV_ACR22\right) \quad (32)$$

$$DV_P12X := -10 \cos\left(\operatorname{atan}\left(\frac{DV_P11Y}{DV_P11X}\right)\right) \quad (33)$$

$$DV_P12Y := -10 \sin\left(\operatorname{atan}\left(\frac{DV_P11Y}{DV_P11X}\right)\right) \quad (34)$$

$$DV_P15X := DV_P10X + 10 \sin\left(-DV_AL + \operatorname{atan}\left(\frac{DV_P11X - DV_P10X}{DV_P11Y - DV_P10Y}\right)\right) \quad (35)$$

$$DV_P15Y := DV_P10Y + 10 \cos\left(-DV_AL + \operatorname{atan}\left(\frac{DV_P11X - DV_P10X}{DV_P11Y - DV_P10Y}\right)\right) \quad (36)$$

$$DV_P16X := DV_P10X + 10 \sin\left(180\deg - DV_AL + \operatorname{atan}\left(\frac{DV_P11X - DV_P10X}{DV_P11Y - DV_P10Y}\right)\right) \quad (37)$$

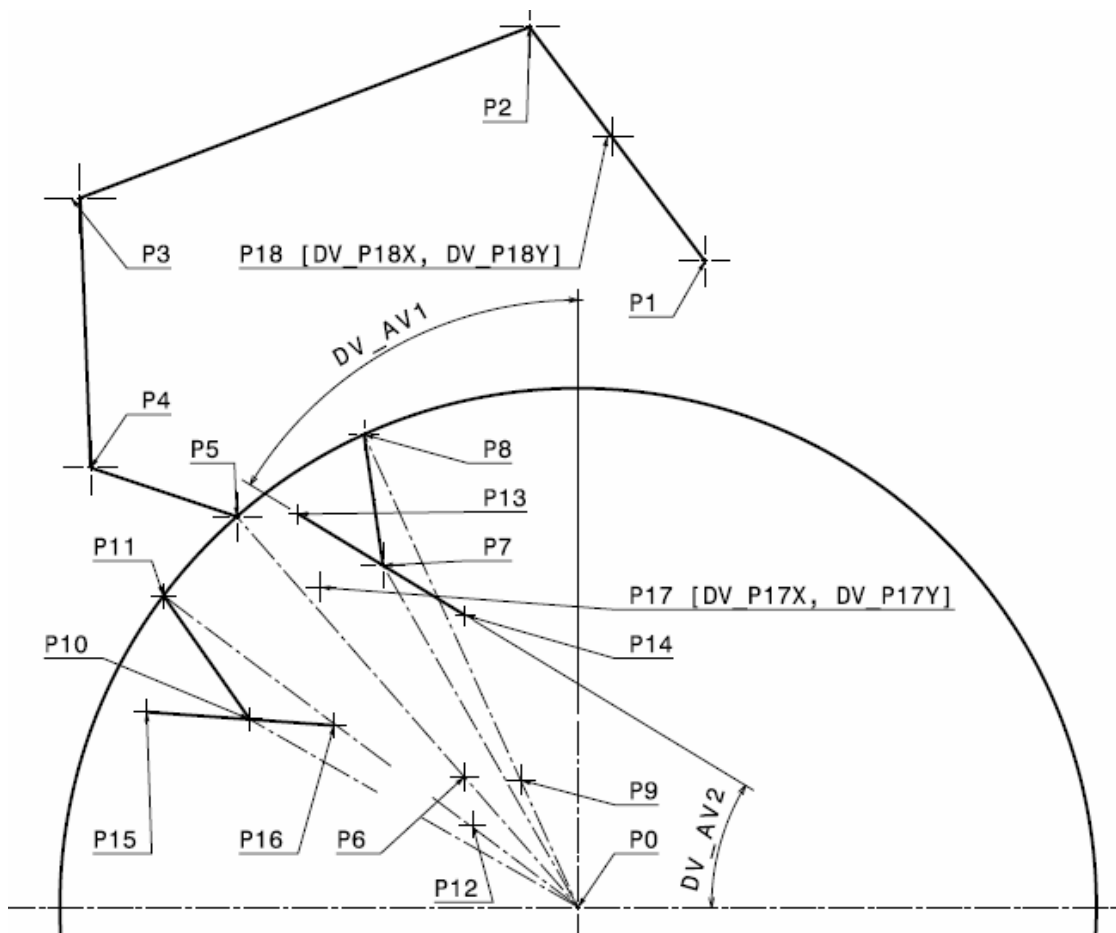
$$DV_P16Y := DV_P10Y + 10 \cos\left(180\deg - DV_AL + \operatorname{atan}\left(\frac{DV_P11X - DV_P10X}{DV_P11Y - DV_P10Y}\right)\right) \quad (38)$$

Poslední částí bylo zjistit úhel vane armu a následně jej přepočítat tak, aby se dala určit nejmenší vzdálenost lopatek. Ta je určována z odměřené závislosti minimální vzdálenosti na úhlu natočení lopatky. Dále pak nastavit body P17, P18, aby se pomocí nich daly odměřovat úhly natočení důležitých částí během simulace pohybu mechanismu (Obrázek 25). Parametr DV_AZ je úhel lopatky při nulové vzdálenosti lopatek, měřený od vodorovné roviny.

Strana 35

$$DV_P18X := DV_P1X + 10 \cdot \cos(DV_AA) \quad (44)$$

$$DV_P18Y := DV_P1Y + 10 \cdot \sin(DV_AA) \quad (45)$$



Obrázek 25. *Body pro měření*

4. Parametrický model

4.1. Volba použitého softwaru

Pro vytvoření parametrického modelu tohoto mechanismu jsem zvolil prostředí softwaru ADAMS VIEW (verze 2010). Jak jsem zjistil, není to zrovna nejjednodušší cesta, ovšem musel jsem brát v úvahu některé požadavky. Jelikož je tento model dělán pro firmu Honeywell, musel použít takové prostředí, které je pro ně dostupné. To byl jeden z důvodů. Další výhodou je možnost model dále rozvinout a vylepšit. Vytvořený model řeší pouze kinematiku a má určité zjednodušení, jako je zanedbání vůlí v mechanismu. Tím jsou způsobeny určité odchylky od reálného mechanismu, ovšem pro základní návrh mechanismu zanedbatelné. Jelikož jsem odvodil analytické vztahy pro řešení kinematiky, dal by se celý model vytvořit v jednodušším prostředí, které by pouze přepočítávalo hodnoty. Jednou z možností by byl například software MATHCAD, v němž jsem prováděl kontrolní a ověřovací výpočty modelu. Výhodou ADAMSu je však vizuální kontrola celého modelu. Uživatel může vidět a kontrolovat vliv jednotlivých parametrů na celý model.

4.2. Parametrické modelování v ADAMSu

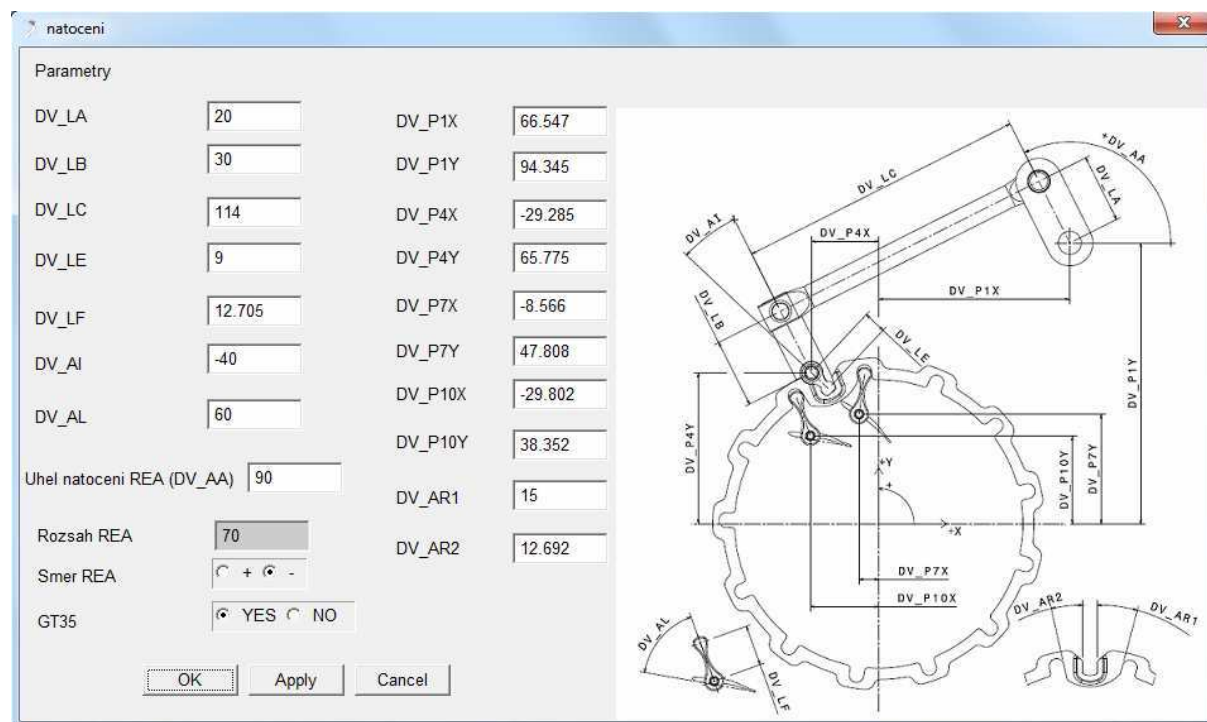
Jak jsem již zmiňoval u analytického řešení, abych mohl sestavit parametrický model, potřebuji znát kinematické rovnice. Základem parametrického modelování jsou totiž body (pointy). Je potřeba vytvořit dostatečný počet klíčových bodů mechanismu, které pak vytváří celý model. V mém modelu je 16 základních bodů. Souřadnice těchto bodů se dají nadefinovat pomocí našich známých kinematických rovnic. Pokud si nadefinujeme proměnné (Design variables), které v těchto rovnicích použijeme, pak změnou přiřazené hodnoty k těmto proměnným, měníme polohu daného/daných bodů. Na tyto body pak připojíme tělesa. Můžeme použít předdefinované tvary nebo si vytvořit vlastní požadované. Tělesa pak odpovídajícími vazbami ve společných bodech pospojujeme. Dále se dají nastavit různé generátory pohybu, které zajistí odpovídající pohyb mechanismu. Takovýmto postupem můžeme vytvořit parametrický model. Nevýhodou je, pokud máme velmi složitý mechanismus, odvozování analytických vztahů. V takovém případě by byla tvorba parametrického modelu složitější a náročnější a pravděpodobně by bylo potřeba použít jiný postup.

4.3. Vlastní model

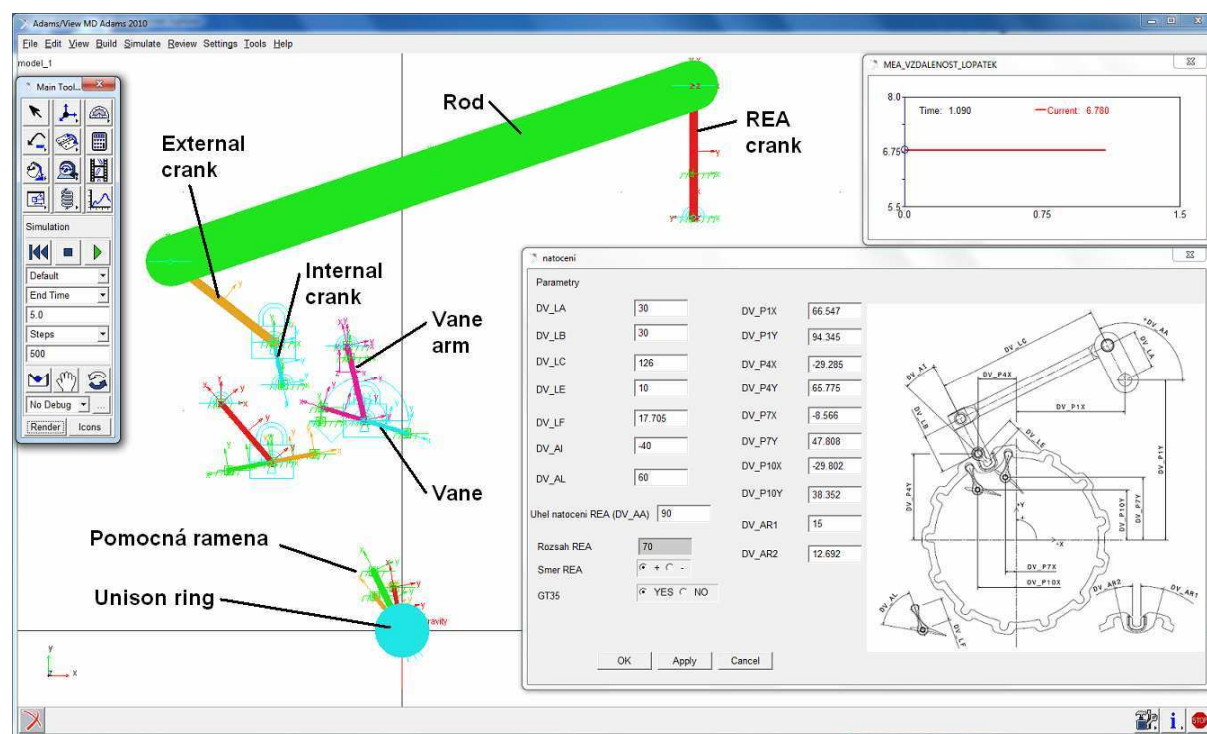
4.3.1. Vstupní hodnoty

Vstupními parametry jsou rozměry některých částí, jejich poloha. Na obrázku 26 je zobrazeno dialogové okno, které jsem vytvořil pro zadávání potřebných parametrů (pro přehlednost je přiloženo v příloze). Aby uživatel měl přehled, co je potřeba zadat, je vedle polí pro zadávání příslušných hodnot obrázek celého mechanismu, kde jsou zakótovány příslušné rozměry. Základem jsou délky jednotlivých ramen (DV_LA, DV_LB, DV_C, DV_E, DV_LF), dále pak úhly mezi některými členy (DV_AI, DV_AL). Ještě je potřeba zadat souřadnice 4 bodů. Jsou to body, jimiž prochází osy otáčení určitých členů, poloha těchto bodů (os) se během simulace nemění. Parametrem DV_AA se nastavuje výchozí poloha celého mechanismu. Od této výchozí polohy je možno nastavit rozsah natáčení

akčního členu (Rozsah REA) a samozřejmě také směr otáčení. V dialogovém okně je ještě volba označená „GT35“. Ta je zde zobrazena pro případ, kdyby měl být model rozšířen například pro jinou geometrii lopatek. Přidal by se další výběr, označený dle potřeby a vybíralo by se, který z těchto možností chceme řešit. Samozřejmě by se musely doplnit potřebná data pro určení vzdálenosti a výstupních závislostí. Na obrázku 27 je pak zobrazen odpovídající model v ADAMSu.



Obrázek 26. *Dialogové okno se vstupními parametry*



Obrázek 27. *Model v ADAMSu*

4.3.2. Tělesa v modelu

Všechny části modelu jsou vytvořeny pomocí předdefinovaných těles. Celý mechanismus je vymodelován ze 13 ramen (z nichž 3 jsou pomocná pro vytvoření vazby) a jednoho válce (Obrázek 27). Délky jednotlivých ramen jsou dány polohou základních bodů na které jsou vázány. Jelikož je to pouze simulace kinematiky, není třeba vytvářet přesnou a složitou geometrii jednotlivých částí.

4.3.3. Vazby v modelu a generátor pohybu

Jednotlivá tělesa jsou spojena rotační nebo pevnou vazbou, pouze v místech kontaktu internal cranku, vane cranku s unison ringem jsem musel použít kombinaci rotační a posuvné vazby. Abych byl vazbu schopen vytvořit, musel jsem si definovat 3 pomocné body a 3 ramena. Na obrázku je vidět kontakt válcové plochy internal cranku a rovinné plochy unison ringu. K náhradě tohoto kontaktu jsem použil pomocné rameno, které je s unison ringem spojeno posuvnou vazbou (Obrázek 30). Toto rameno je spojeno s internal crankem pomocí rotační vazby. Dále bylo potřeba nastavit souřadné systémy posuvné vazby, aby při změně parametrů došlo i k natočení směru, ve kterém se má pomocné rameno pohybovat. Okno pro editaci orientace souřadného systému je zobrazeno na obrázku 28 a příslušné vztahy pro orientace souřadných systémů posuvných vazeb jednotlivých pomocných ramen jsou uvedeny níže. Stejným způsobem jsem vytvořil i vazbu mezi unison ringem a oběma vane army.

- natočení souřadných systémů připadajících posuvné vazbě internal cranku a unison ringu kolem osy z:

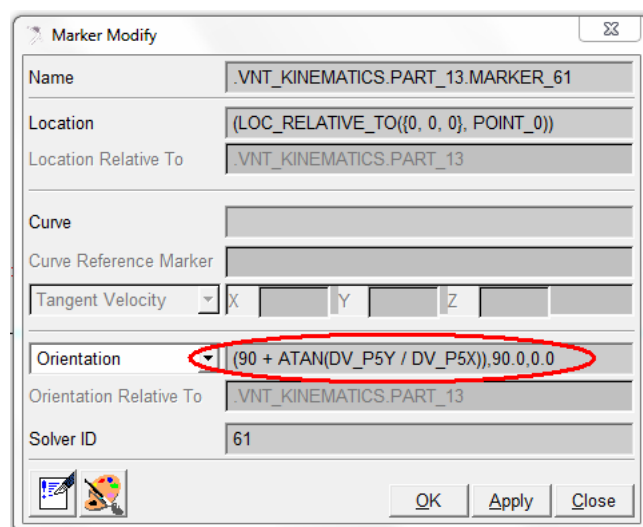
$$90 + \text{ATAN}(\text{DV_P5Y} / \text{DV_P5X}) \quad (46)$$

- natočení souřadných systémů připadajících posuvné vazbě jedné lopatky (v bodě P7) kolem osy z:

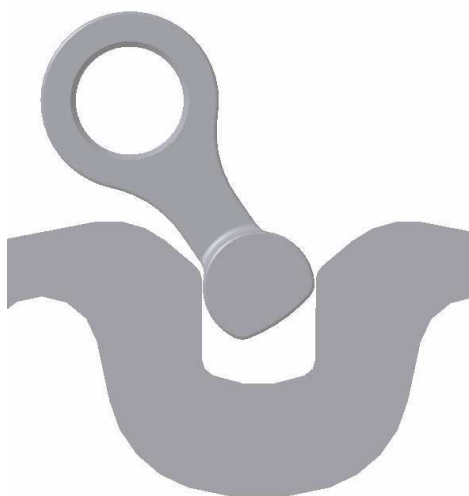
$$90 + \text{ATAN}(\text{DV_P8Y} / \text{DV_P8X}) \quad (47)$$

- natočení souřadných systémů připadajících posuvné vazbě druhé lopatky (v bodě P10) kolem osy z:

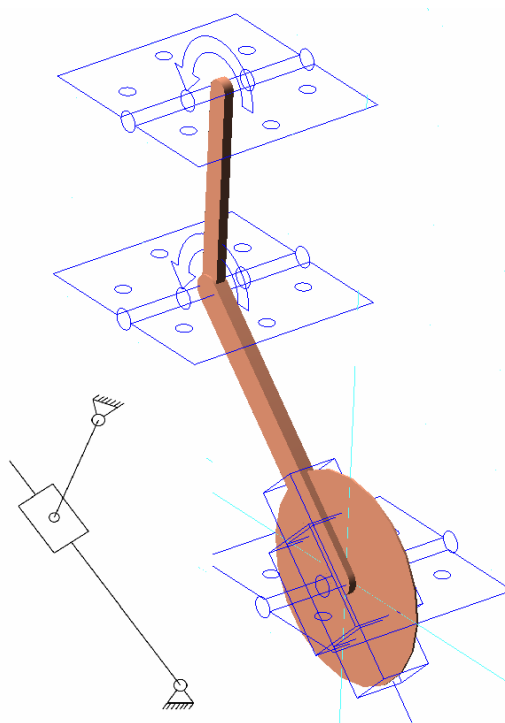
$$90 + \text{ATAN}(\text{DV_P11Y} / \text{DV_P11X}) \quad (48)$$



Obrázek 28. Nastavení SS posuvné vazby

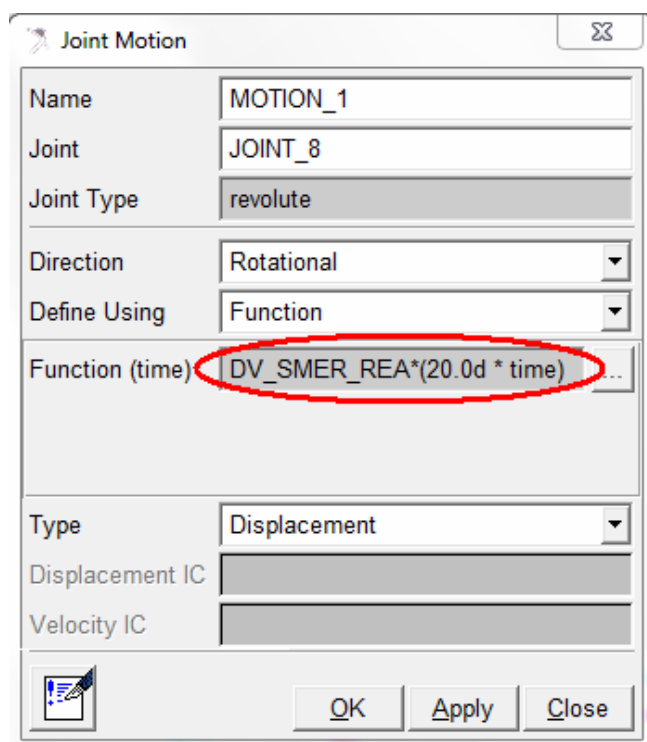


Obrázek 29. *Reálná vazba*



Obrázek 30. *Náhradní vazba*

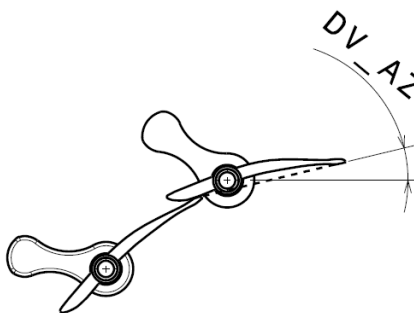
Celý mechanismus je ve skutečnosti ovládán akčním členem umístěným v bodě P1. V modelu je ovšem generátor pohybu umístěn v bodě P7 – na rozváděcí lopatce. Je to z toho důvodu, že porovnávací data, která jsem dostal, byla vytvořena postupným natáčením lopatky o určitý úhel. Abych je mohl porovnat a ověřit výsledky z ADAMSu, tak jsem použil umístění generátoru pohybu na lopatku, který s ní otáčí konstantní úhlovou rychlostí. Navíc jsem při definici pohybu použil proměnnou DV_SMER_REA, která je propojena s dialogovým oknem a mění směr otáčení ovládacího členu (Obrázek 31).



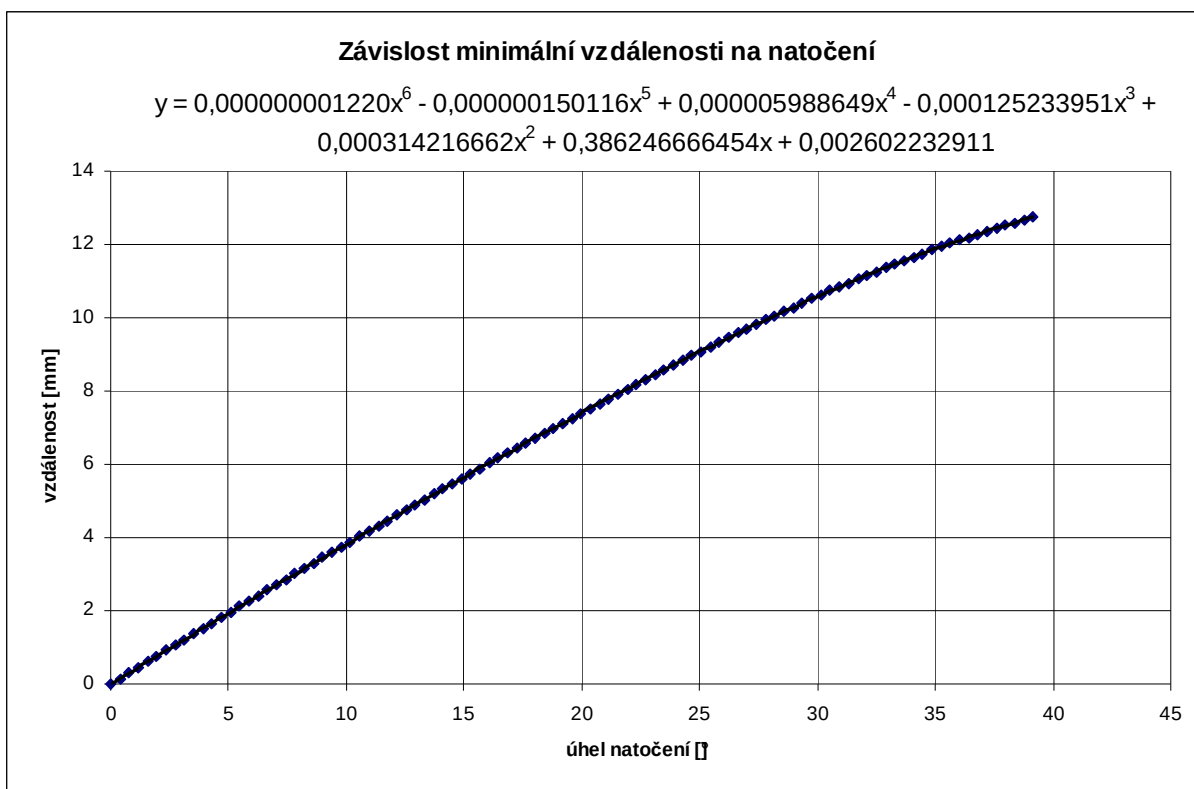
Obrázek 31. *Nastavení generátoru pohybu*

4.3.4. Zjištění minimální vzdálenosti lopatek

Hlavním úkolem tohoto modelu je určit minimální vzdálenost mezi lopatkami. Bohužel software ADAMS není schopen odměřovat vzdálenost mezi plochami. Proto jsem musel použít nějaký jiný způsob zjištění vzdálenosti než odměření. Pomocí 3D modelu dané lopatky jsem si postupným natáčením (o určitém kroku) od nulové vzdálenosti odměřil závislost minimální vzdálenosti lopatek na natočení lopatky. Tyto data jsem pak pomocí softwaru Excel zpracoval a získal polynom, který vyjadřoval požadovanou vzdálenost na natočení (Graf 4). K tomuto polynomu je ještě velmi důležitý parametr - úhel roviny lopatky od horizontály, při kterém je vzdálenost lopatek nulová (Obrázek 32). Tento úhel je v modelu definován jako proměnná (DV_AZ).

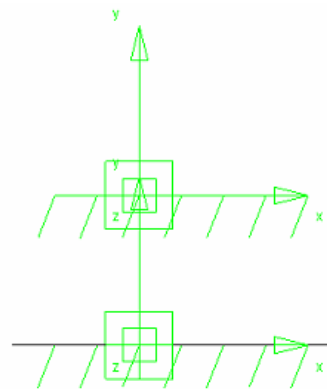
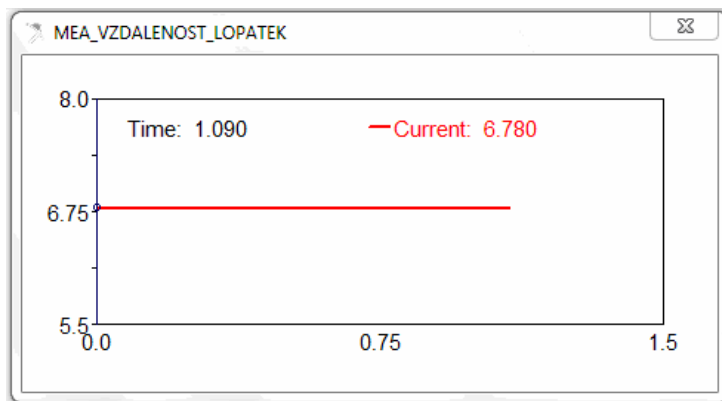


Obrázek 32. Úhel lopatky při nulové vzdálenosti



Graf 4. Závislost vzdálenosti na natočení lopatky

Další komplikací bylo zobrazení dané vzdálenosti lopatek uživateli. Nepodařilo se mi ji zobrazit, aniž by uživatel musel spustit simulaci. Zobrazení je provedeno pomocí měření vzdálenosti dvou bodů. Jeden bod má pevné souřadnice, druhý má jako jednu ze souřadnic nastavenou vypočtenou vzdálenost lopatek DV_THROAT1. Po spuštění simulace je vypočtená vzdálenost zobrazena v okně které je vidět na obrázku 33. Je to vzdálenost odpovídající nastavení na počátku simulace.

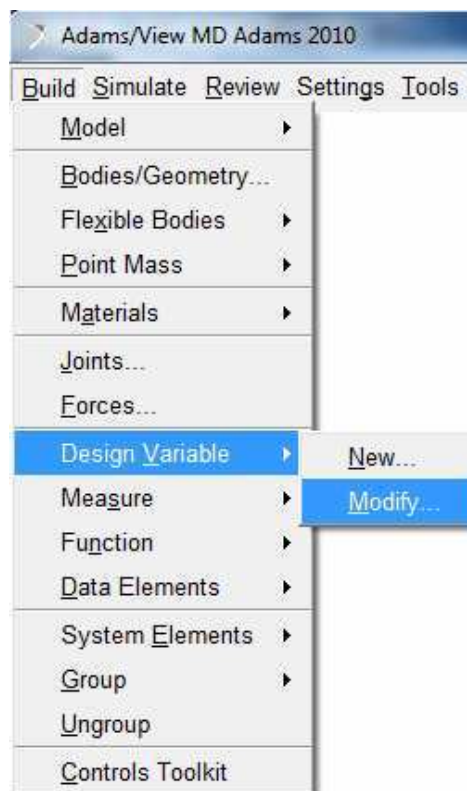


Obrázek 33. Zobrazení vzdálenosti lopatek

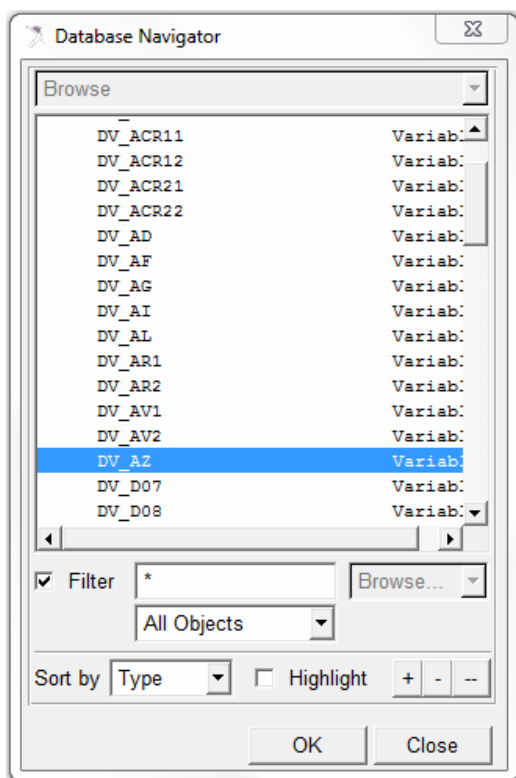
4.3.5. Adaptační model pro jinou geometrii

Nyní je model nastaven na určitou geometrii lopatek, na jejich počet a roztečný průměr. Kdybychom chtěli například použít jinou lopatku, museli bychom si odměřit závislost minimální vzdálenosti mezi lopatkami a natočením. Model by měl být vytvořen tak, aby stačilo změnit několik proměnných v modelu. Tyto parametry jsou vypsány níže. Na obrázku 34 je zobrazena cesta, jak se dostaneme do okna „Database Navigator“, kde je seznam všech proměnných (Obrázek 35). Zde je potřeba najít vypsání parametrů a nastavit na potřebné hodnoty. Na obrázku 36 je zobrazen jeden z parametrů. Červeně je označeno pole, které je potřeba editovat. Dále je ještě třeba zadat nový polynom pro výpočet minimální vzdálenosti lopatek v postprocesoru pro vykreslení požadovaných charakteristik a závislostí -Obrázek 37.

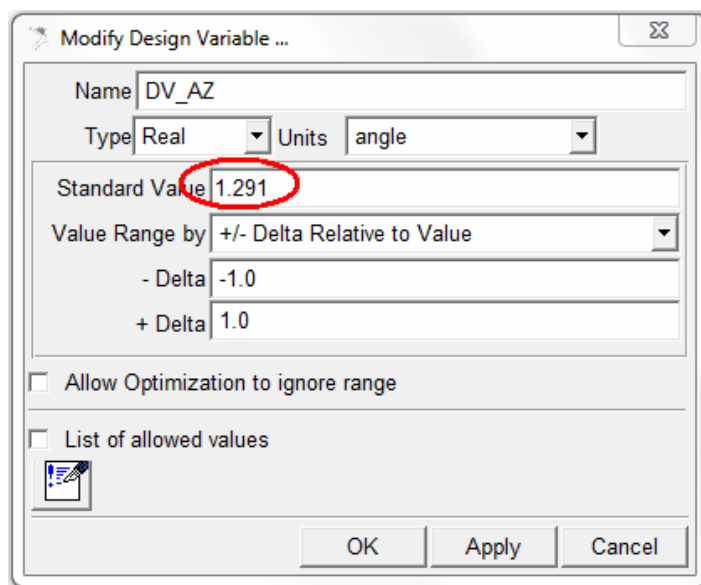
- DV_THROAT1
 - Zde je potřeba vložit nový polynom – závislost minimální vzdálenosti na natočení lopatky
- DV_AZ
 - Úhel roviny lopatky při nulové vzdálenosti lopatek od horizontály (Obrázek 32)
 - Konvence úhlu jako u celého modelu
- DV_AF
 - Rozsah úhlu natáčení lopatky



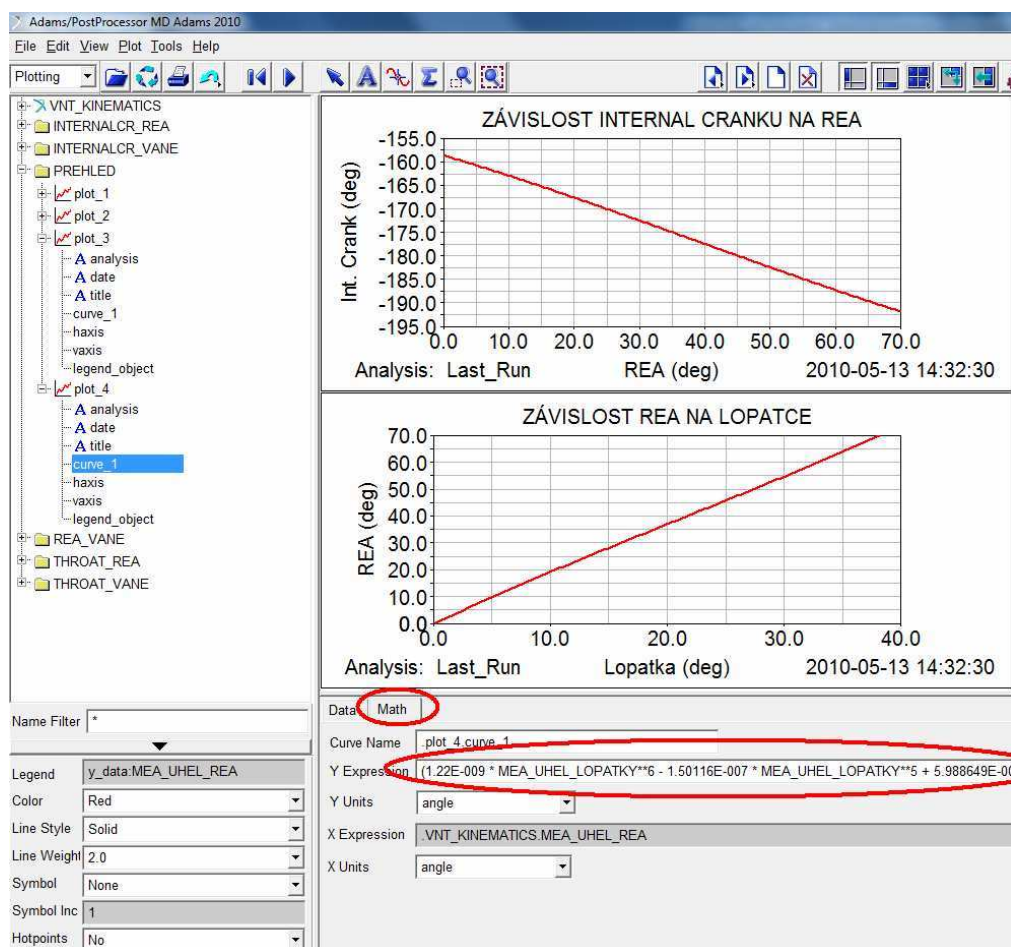
Obrázek 34. Úprava proměnných



Obrázek 35. Seznam parametrů



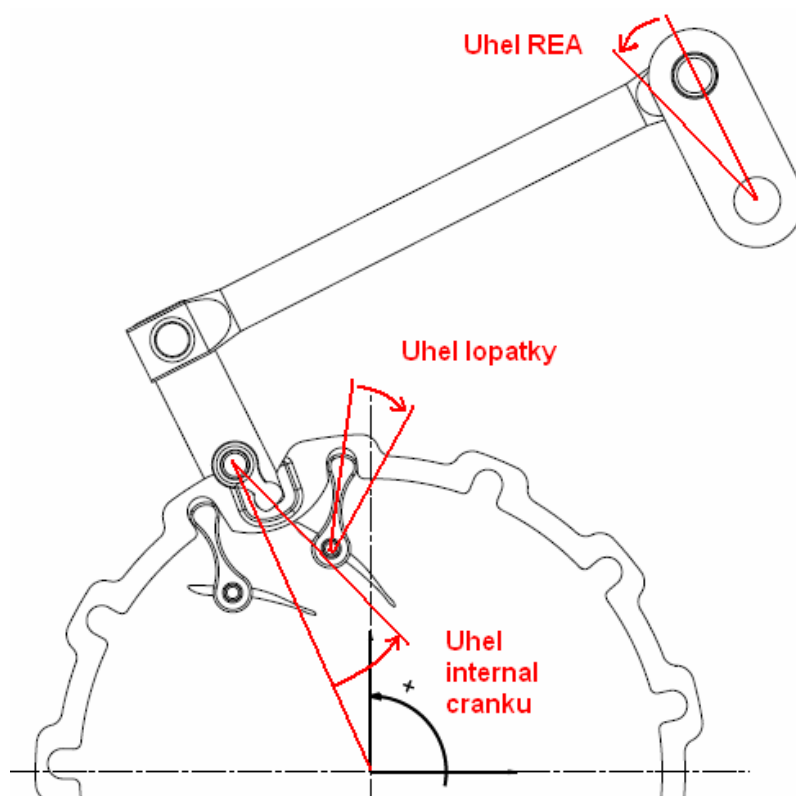
Obrázek 36. Úprava parametru



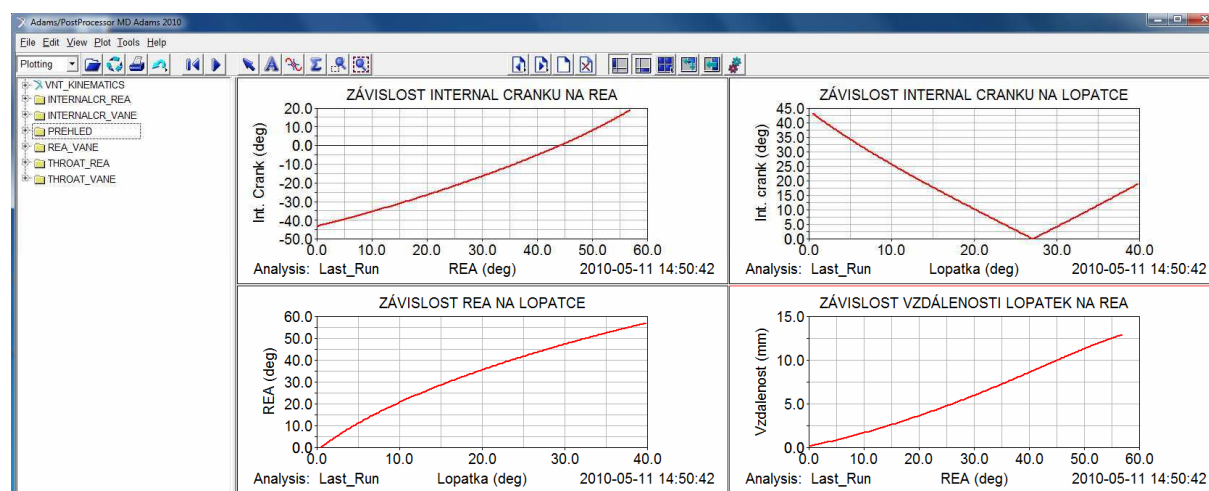
Obrázek 37. Úprava postprocesoru

4.3.6. Měření úhlu natočení během simulace

Dále bylo potřeba měřit úhly natočení hlavních částí pro sestavení požadovaných charakteristik. K tomuto účelu byly v modelu zavedeny 2 pomocné body. Odměřované úhly jsou zobrazeny na obrázku 38. Prvním měřeným úhlem je natočení REA cranku, který je měřen od výchozí polohy. Dalším úhlem je natočení internal cranku, který je měřen od spojnice počátku souřadného systému (bod P0) a osy otáčení internal cranku (bod P4). Posledním měřeným úhlem je natočení rozváděcí lopatky od polohy, kdy je vzdálenost lopatek nulová (od bodu P17). Zobrazení průběhů těchto úhlů je vidět na obrázku 39, na kterém je zobrazeno okno postprocesoru. Tyto průběhy jsou zobrazeny ještě v další kapitole, protože sloužily k ověření správné funkce modelu.



Obrázek 38. *Měřené úhly*



Obrázek 39. *Postprocessor*

4.3.7. Nastavení senzorů pro zastavení simulace

Abych během simulace omezil pohyb mechanismu, použil jsem v modelu senzory, které při dosažení nastavené hodnoty zastaví celou simulaci. Celkem jsem v modelu použil 3.

- První senzor:

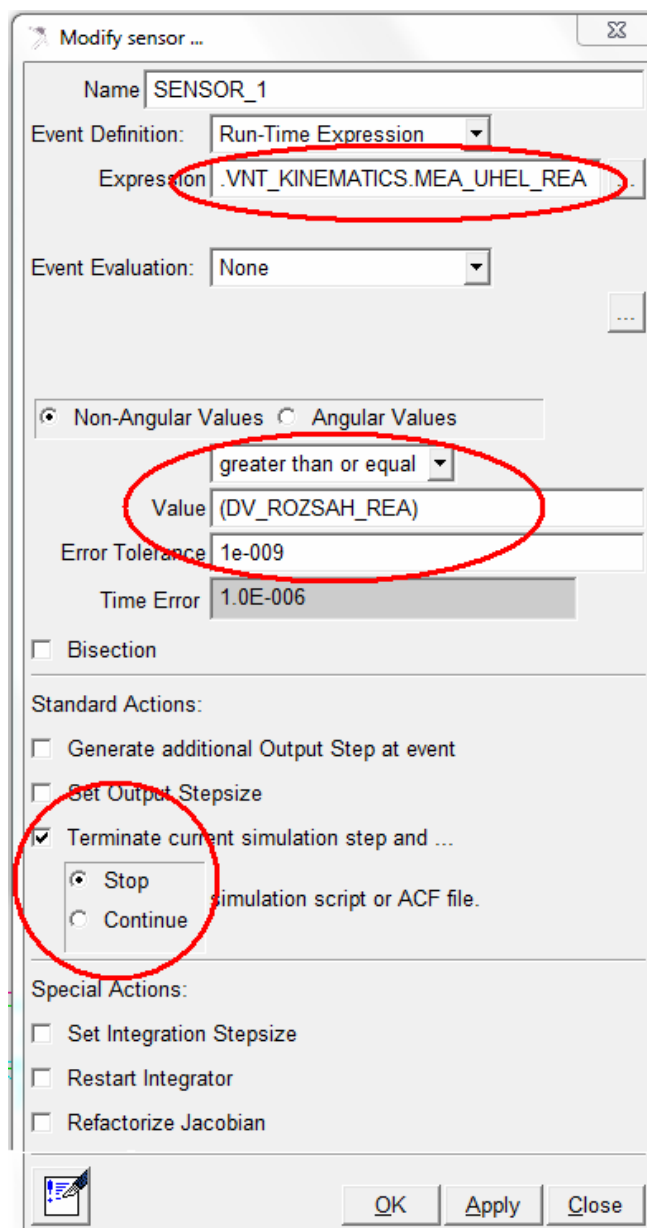
- Hlídá nastavený rozsah aktuátoru v dialogovém okně
- Využívá k tomu měřený úhel REA

- Druhý senzor:

- Hlídá, aby úhel lopatky nebyl menší jak nula
- Využívá k tomu měřený úhel lopatky

- Třetí senzor:

- Hlídá, aby úhel lopatky nebyl větší jak nastavená hodnota – DV_AF
- Využívá k tomu měřený úhel lopatky



Obrázek 40. *První senzor*

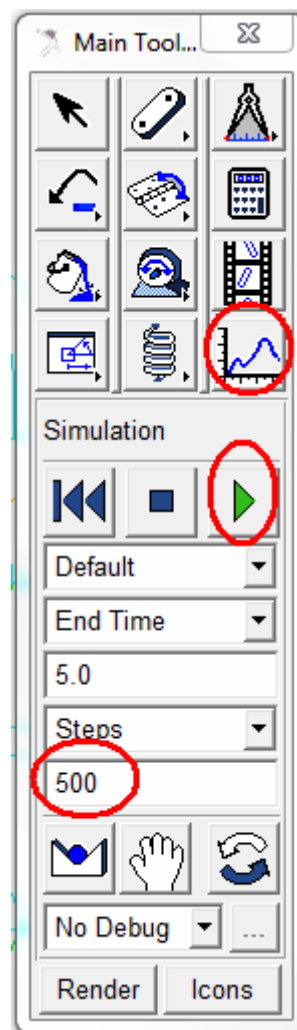
4.3.8. Práce s modelem

V této části bych chtěl uvést pár rad k používání tohoto modelu. V dialogovém okně jsou přednastaveny parametry. Při zadávání nových parametrů doporučuji zadávat parametry postupně, nechat celý model přepočítávat pomocí tlačítka „apply“. Při zadání nereálného parametru, nebo při zadání více parametrů může ADAMS hlásit, že to není schopen spočítat.

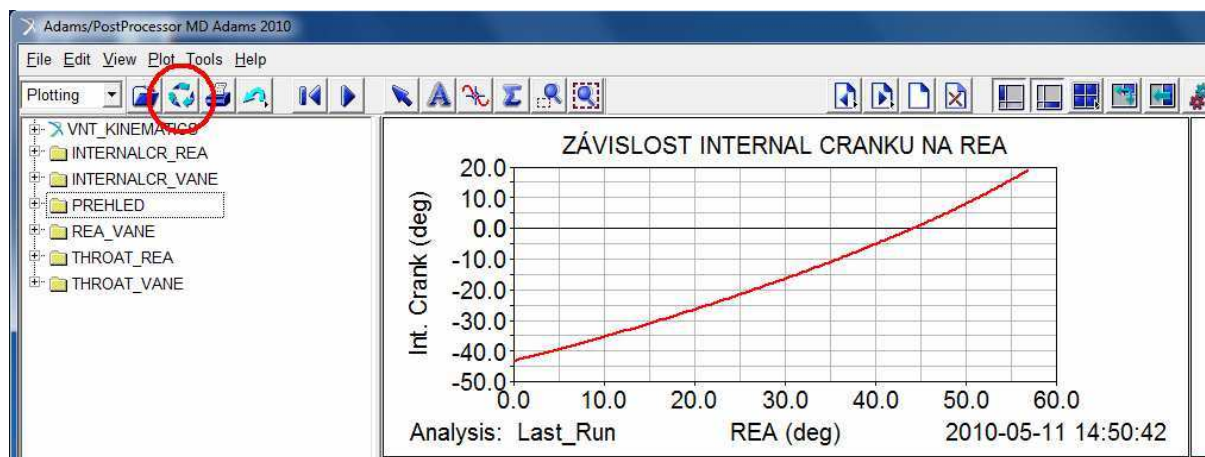
Abychom zjistili minimální vzdálenost lopatek, což je cíl tohoto modelu, je potřeba spustit simulaci. Doporučuji nastavit počet kroků na 500. Simulace pak probíhá pomaleji, celý pohyb modelu je dobře vidět. V okně (Obrázek 43) označeném MEA_VZDALENOST_LOPATEK je pak zobrazena vzdálenost lopatek, která byla na začátku simulace, dána nastavením podle parametrů v dialogovém okně.

Pro zjištění průběhu všech charakteristik v celém operačním rozsahu lopatky, doporučuji využít nastavených senzorů. Nastavit celý mechanismus někde do středu otevření lopatek, spustit simulaci. Sensor simulaci zastaví v některé z krajních poloh. Z měření MEA_UHEL_REA vidíme, při jakém úhlu došlo k zastavení. Tento úhel pak následně přičteme nebo odečteme k základní výchozí poloze DV_AA – REA cranku. Poté znovu spustíme simulaci (zároveň musí být zvolen odpovídající směr natočení aktuátoru), která by měla proběhnout v celém rozsahu možného natočení lopatky.

Jestliže provedeme novou simulaci a chceme zobrazit příslušné charakteristiky, tak je zapotřebí se přepnout do postprocesoru (ikona grafu červeně označená v obrázku 41). V grafech jsou zobrazeny stále hodnoty z předchozí načtené simulace. Je potřeba provést načtení nových dat pomocí ikony zobrazené na obrázku 42.



Obrázek 41. *Spouštění simulace*

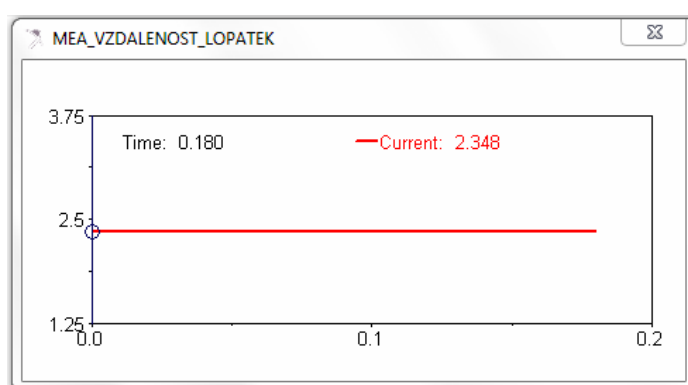


Obrázek 42. *Načtení dat*

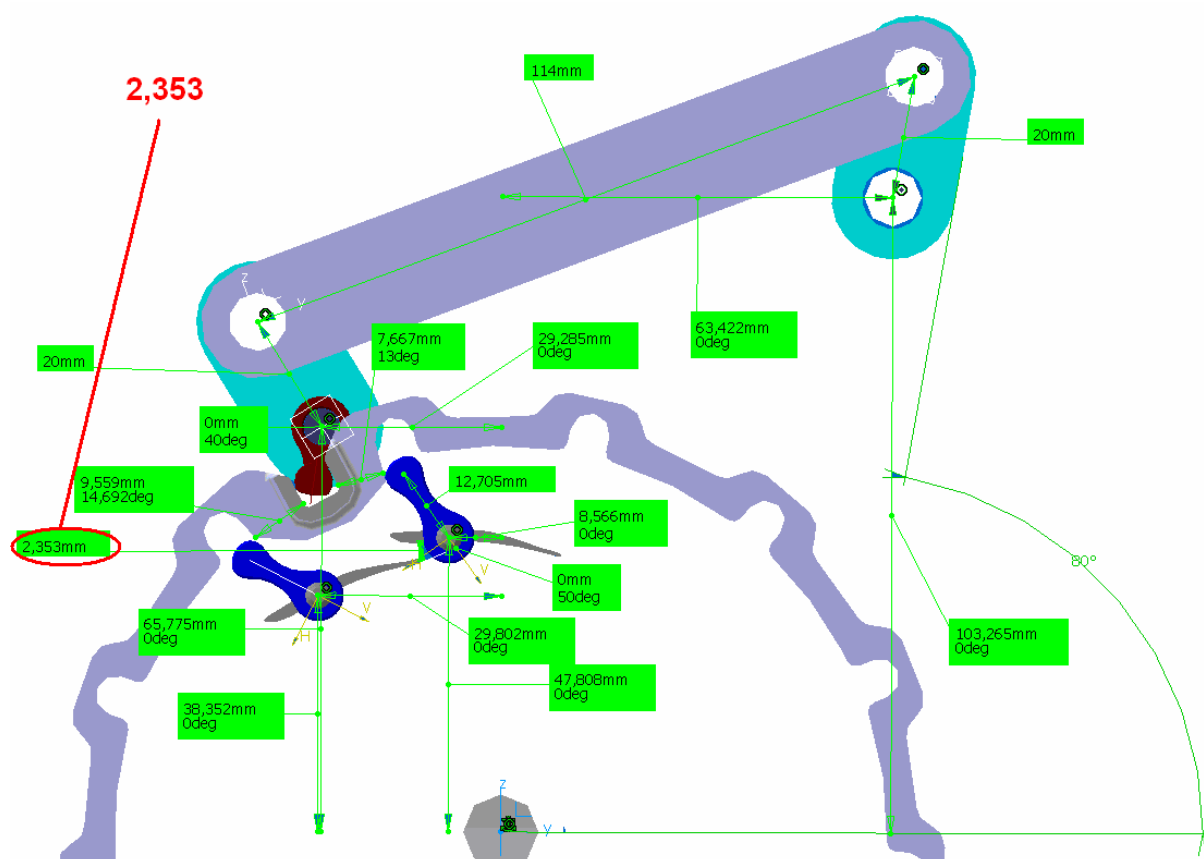
5. Ověření modelu

5.1. Porovnání minimální vzdálenosti s modelem v CATII

Z 3D modelu daného VNT mechanismu jsem si odměřil všechny potřebné vstupní údaje a doplnil je do editačního okna modelu v ADAMSu. I během celého řešení kinematiky a modelu jsem porovnával získané hodnoty s naměřenými, abych si ověřil správnost řešení a postupu. Na obrázku 44 je vidět model VNT mechanismu v CATII s odměřenými hodnotami pro zadání do dialogového okna v ADAMSu (Obrázek 26). Zvýrazněná hodnota je naměřená minimální vzdálenost lopatek. Na obrázku 43 je minimální vzdálenost vypočtená z ADAMSu. Určená minimální vzdálenost u obou modelů je přibližně stejná. Drobné odchylky jsou způsobeny vlivem chyb, které vznikly při daném způsobu určení vzdálenosti.



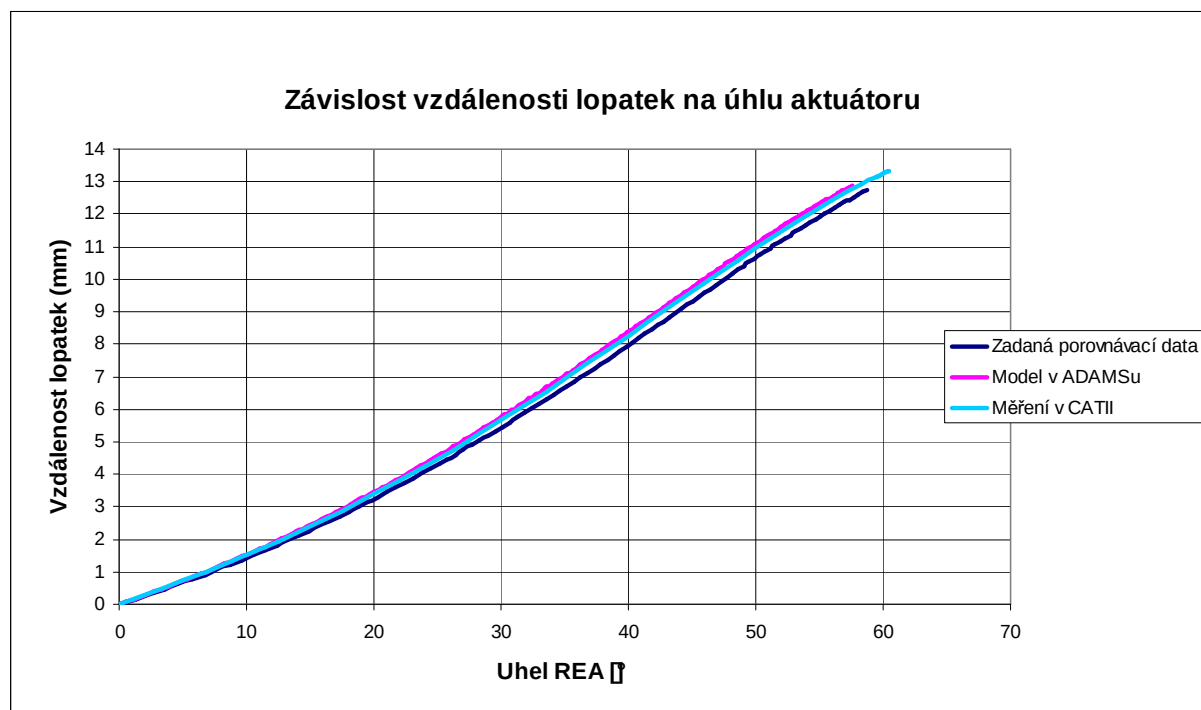
Obrázek 43. Vzdálenost z ADAMSu



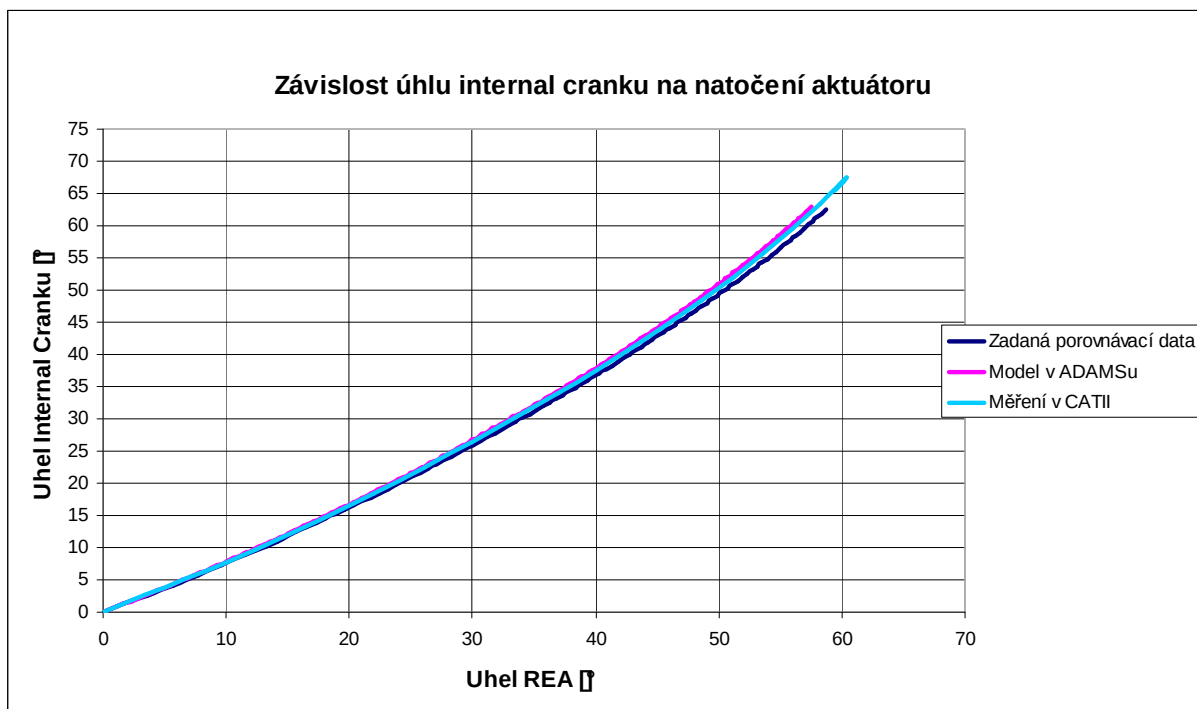
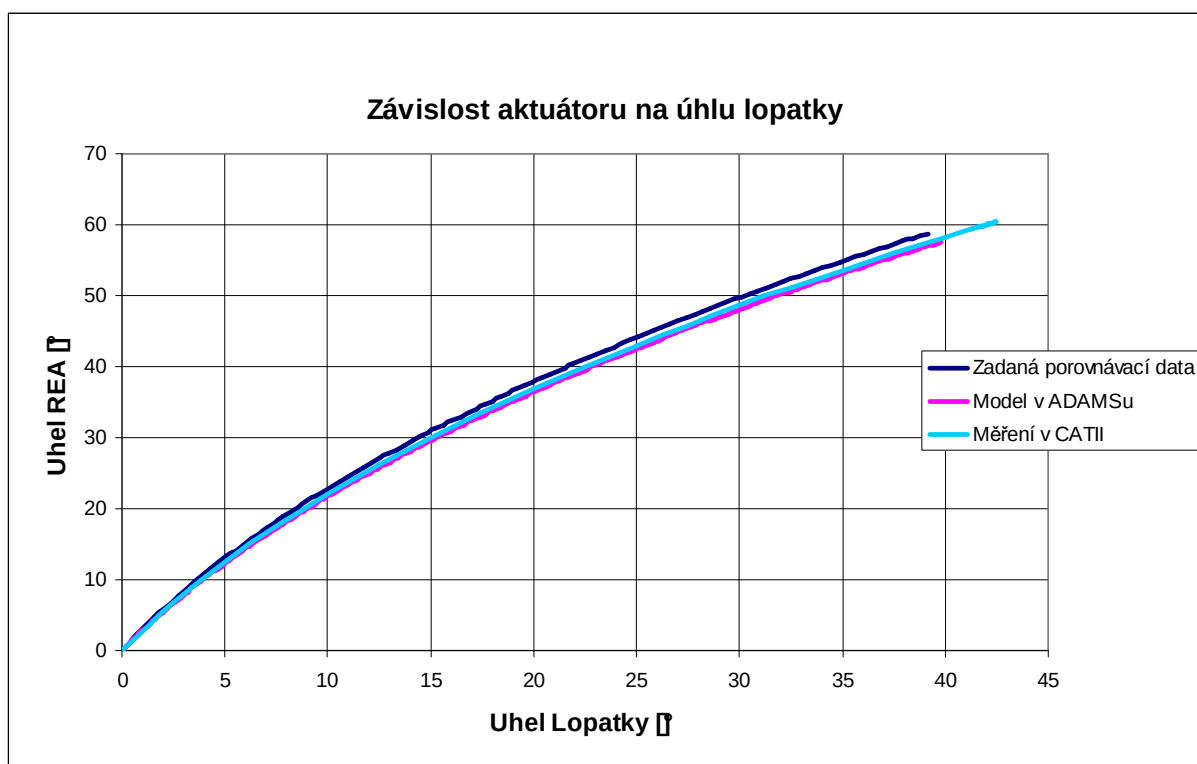
Obrázek 44. Model v CATII

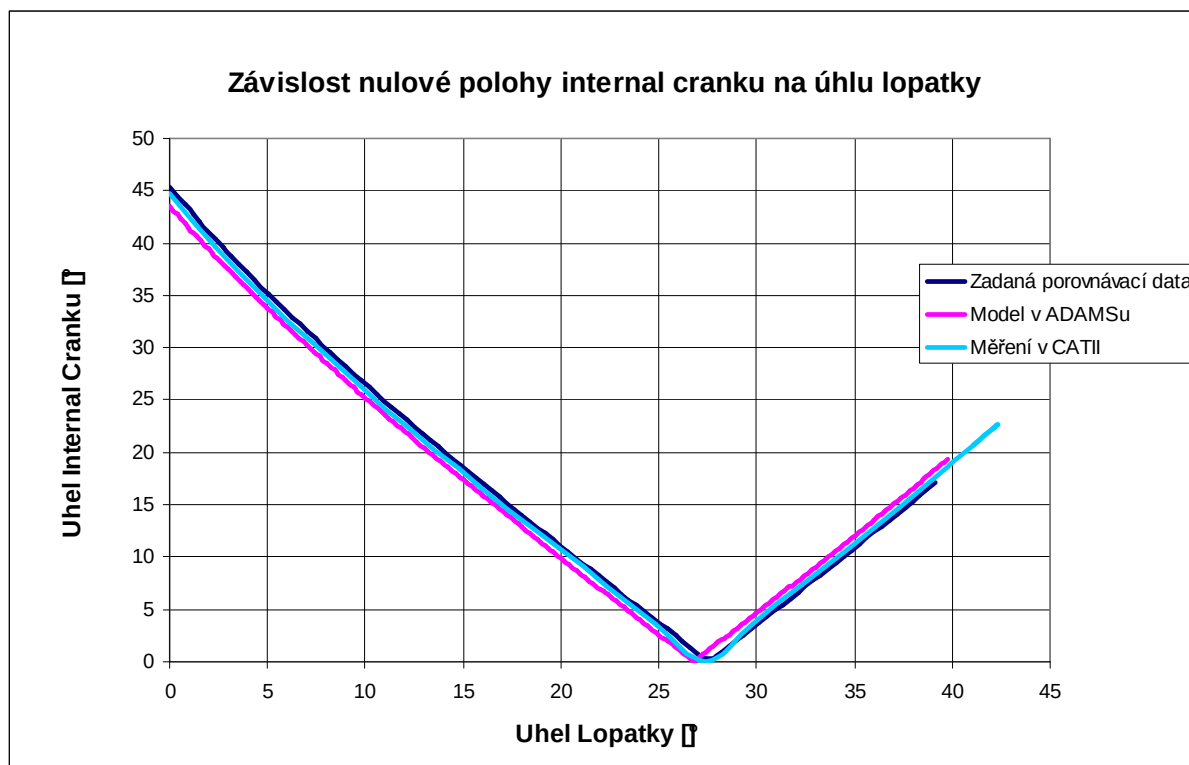
5.2. Grafické porovnání s naměřenými hodnotami

Pro ověření správné simulace kinematiky VNT mechanismu mi byly poskytnuty data z měření, které bylo provedeno na 3D modelu. Pro přehlednost jsem jednotlivé charakteristiky z měření a ze simulace v CATII vynesl do stejného grafu. Jsou zde vyneseny 3 průběhy. Jedním z nich jsou porovnávací data, která jsem dostal k dispozici, dále hodnoty z parametrického modelu v ADAMSu. Třetí křivka je vytvořena z hodnot, které jsem si sám naměřil pomocí 3D modelu. Provedl jsem to proto, abych zjistil v čem spočívá odchylka simulace a porovnávacích hodnot. Jak je vidět z následujících grafů, odchylka ADAMSu a měření v CATII je velmi malá. Rozdíl mezi ADAMSem a zadanými daty je způsoben vazbou v 3D modelu, která byla použita pro spojení unison ringu a internal cranku, vane armu. Byla zde použita vazba „liniový kontakt“ válcové plochy s rovinou. Předpokladem byl mechanismus bez vůlí, takže v modelu v ADAMSu jsem použil konstantní vzdálenost osy válcové plochy od obou rovin kapsy unison ringu – vazba je zobrazena na obrázcích 29, 30 v kapitole 4.3.3 – Vazby v modelu a generátor pohybu.



Graf 5. Závislost vzdálenosti na natočení aktuátoru

Graf 6. *Závislost internal cranku na aktuátoru*Graf 7. *Závislost natočení aktuátoru na úhlu lopatky*



Graf 8. Závislost nulové polohy internal cranku

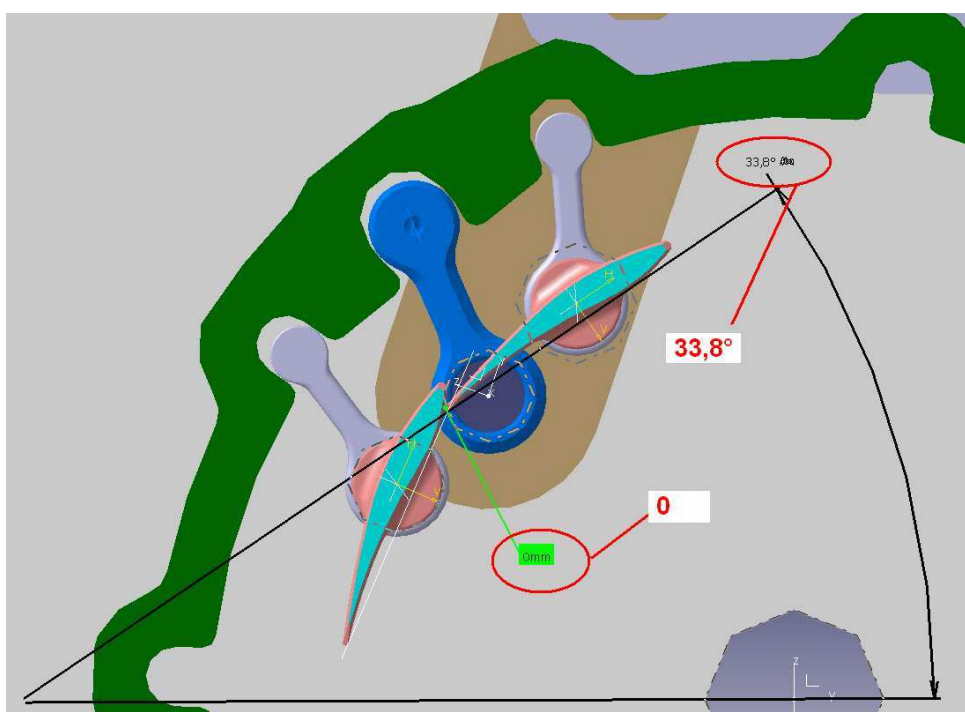


Graf 9. Závislost vzdálenosti na natočení lopatky

6. Ověření modelu VNT kinematiky na reálném turbodmychadle

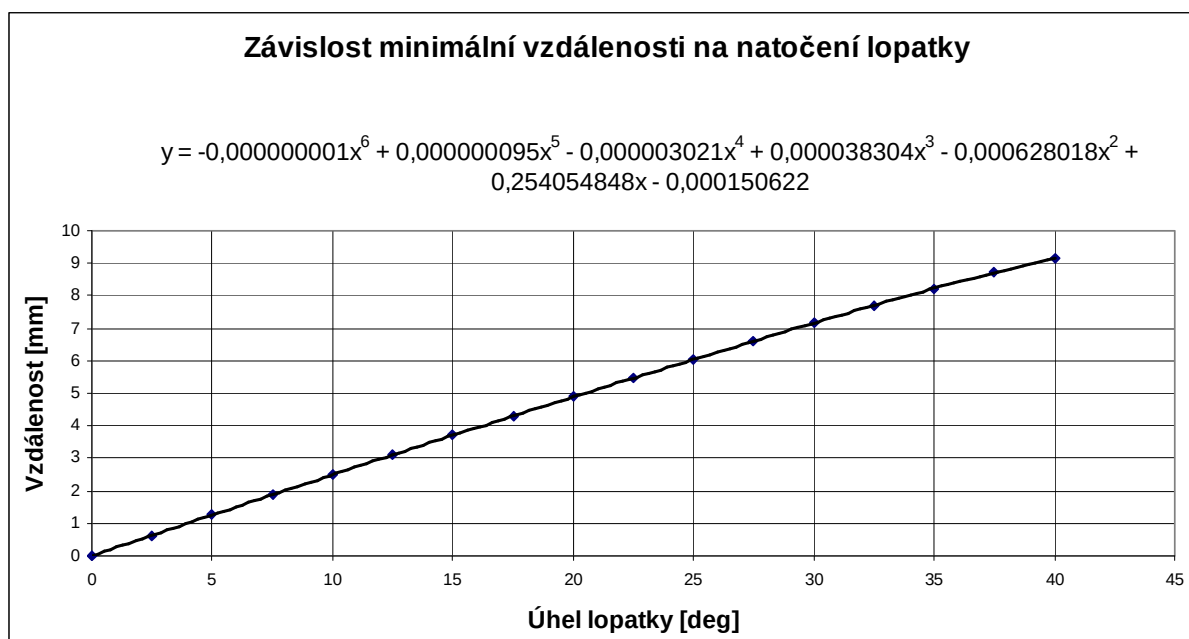
Pro prověření funkčnosti modelu jsem ještě provedl kontrolu na reálném turbodmychadle. Schválně jsem použil turbodmychadlo s jinou geometrií, abych ověřil funkčnost modelu při aplikaci na různá turbodmychadla. Postupoval jsem tak, že jsem si postupným natáčením lopatek odměřil závislost minimální vzdálenosti na úhlu natočení lopatky a další úhly, potřebné pro nastavení modelu a následné porovnání. Pomocí programu Excel jsem si vytvořil potřebný polynom – Graf 10. V ADAMSu jsem upravil potřebné proměnné na naměřené hodnoty:

- DV_AZ
 - Úhel lopatky od horizontály při nulové vzdálenosti mezi nimi
 - Nastaven na hodnotu DV_AZ=33,8°



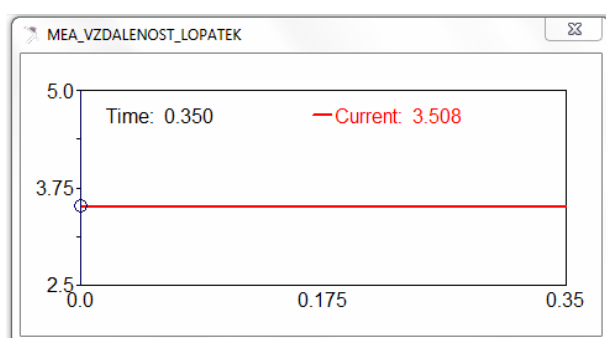
Obrázek 45. *Parametr DV_AZ*

- DV_AF
 - Rozsah natočení lopatky
 - Nastaven na DV_AZ=37°
- DV_THROAT1
 - Polynom vyjadřující závislost vzdálenosti lopatek na natočení lopatky
 - $DV_THROAT1 = -0.000000001 \cdot DV_AV2^{**6} + 0.000000095 \cdot DV_AV2^{**5} - 0.000003021 \cdot DV_AV2^{**4} + 0.000038304 \cdot DV_AV2^{**3} - 0.000628018 \cdot DV_AV2^{**2} + 0.254054848 \cdot DV_AV2 - 0.000150622$



Graf 10. *Závislost vzdálenosti na natočení lopatky*

Provedl jsem porovnání naměřené vzdálenosti lopatek z CATIE a z ADAMSu pro úhel natočení akčního členu DV_AA=77,195°. Jak je vidět, vzdálenosti jsou přibližně shodné. Odchylka je způsobena principem, jakým je určována a chybami při vytváření polynomu.

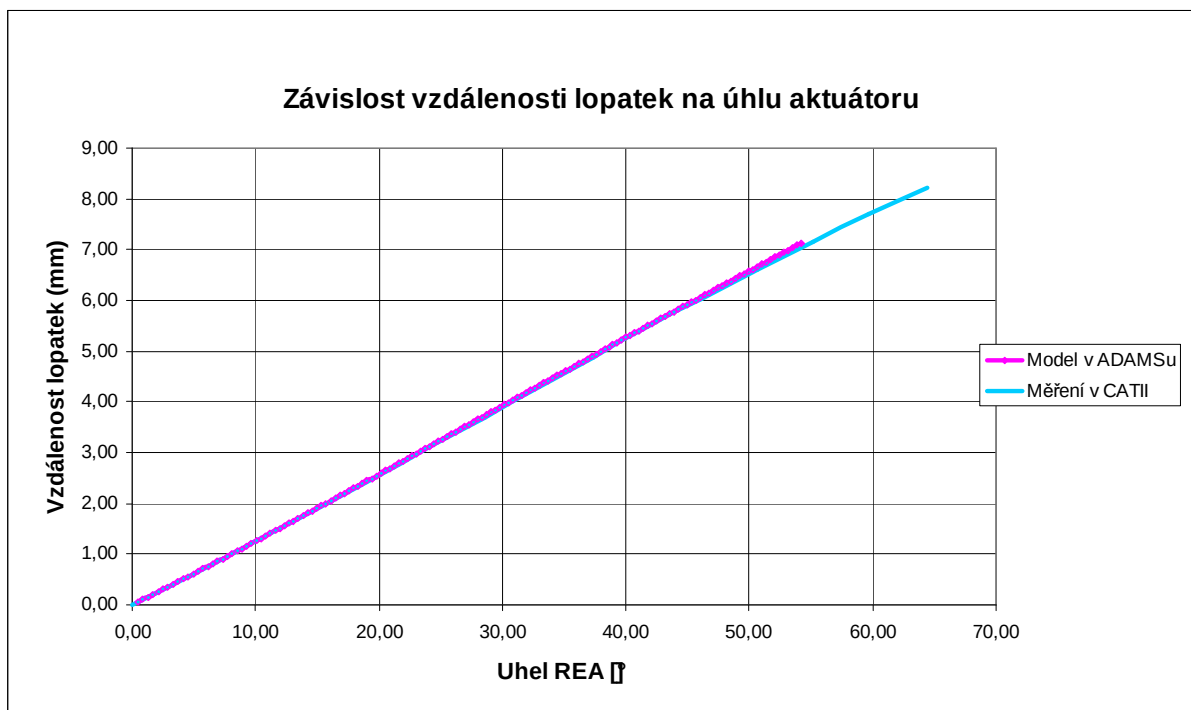


Obrázek 46. *Vzdálenost – ADAMS*

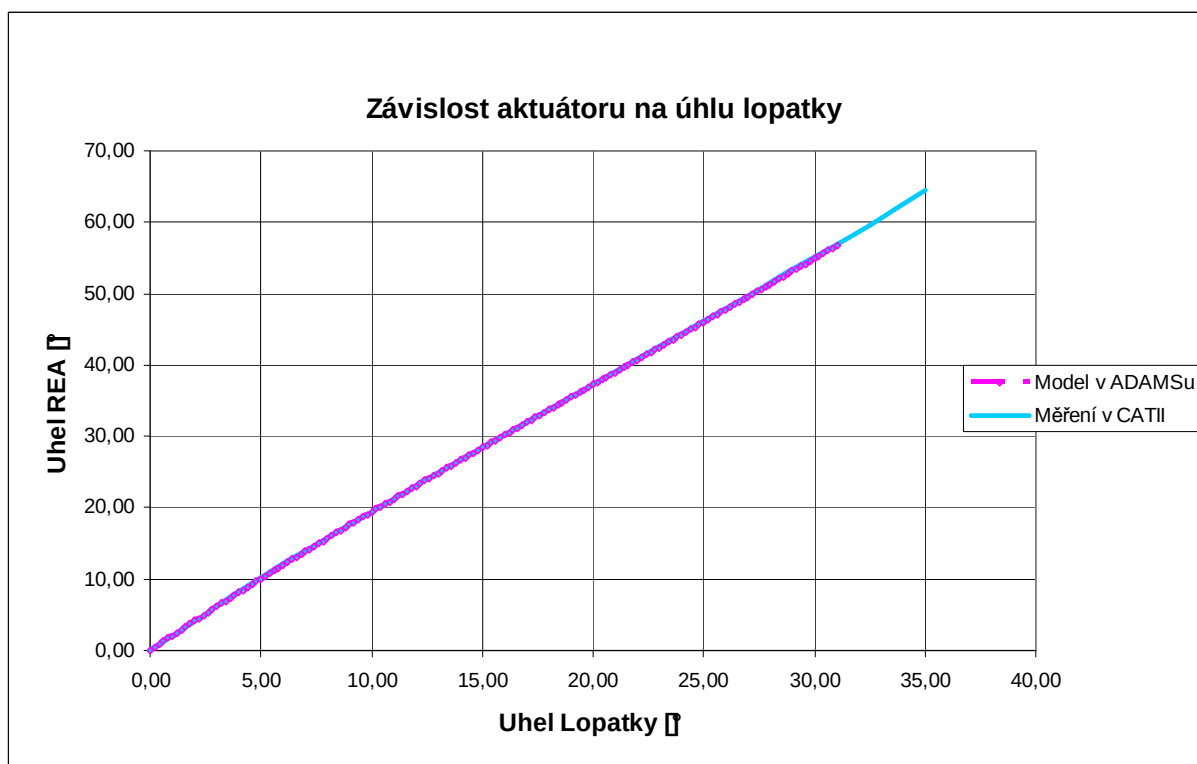


Obrázek 47. *Vzdálenost - CATIE*

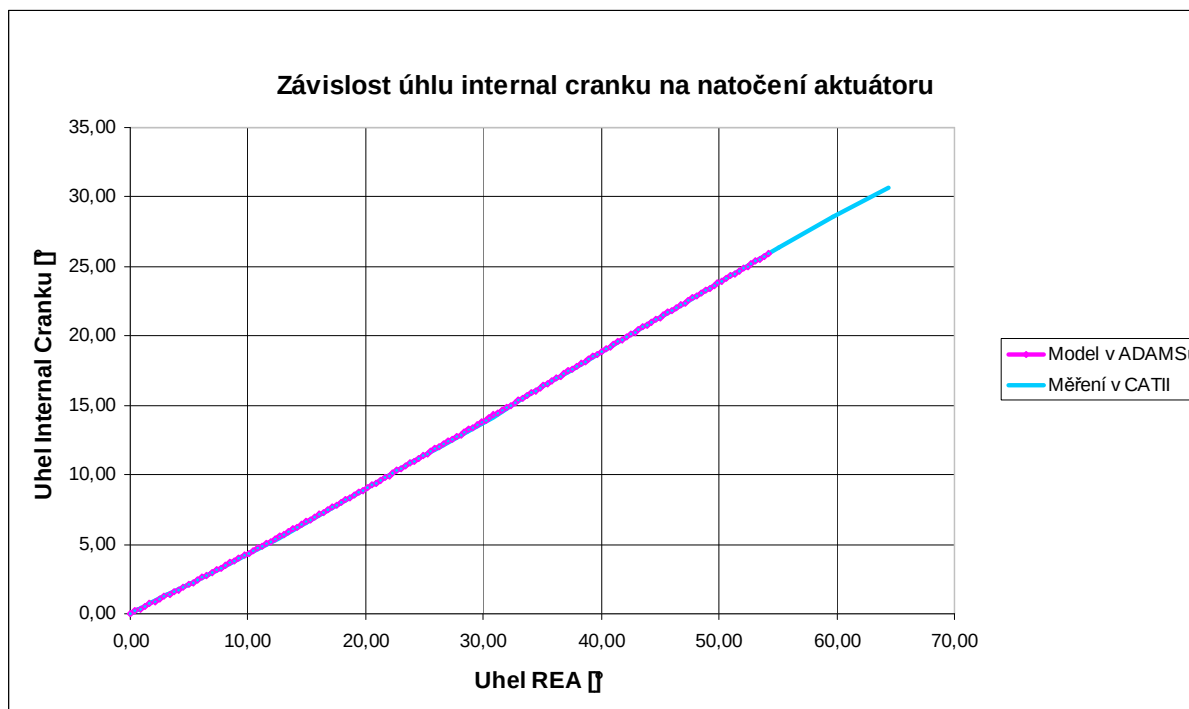
Dále jsem naměřená data vyexportoval z ADAMSu, abych je mohl porovnat s naměřenými v CATII. Jednotlivé průběhy jsou vidět na následujících grafech. Průběhy z ADAMSu odpovídají naměřeným z 3D modelů, což vypovídá o věrohodnosti modelu.



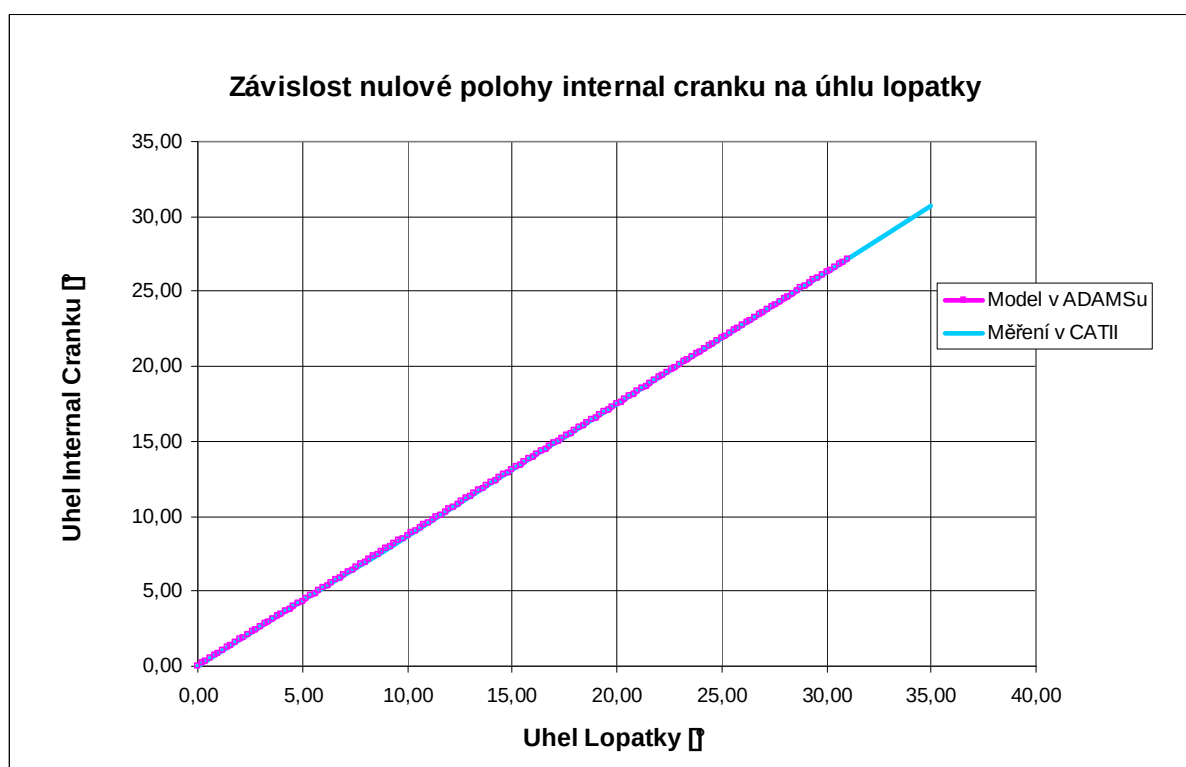
Graf 11. *Vzdálenost – REA*



Graf 12. *REA - lopatka*



Graf 13. *Internal crank – REA*



Graf 14. *Internal crank - lopatka*

7. Závěr

Obsahem této práce je tvorba parametrického modelu kinematiky VNT mechanismu. Tedy mechanismu regulace turbodmychadla, jejíž podstatou je natáčení rozváděcích lopatek a tím pádem změna průtočného průřezu, kterým proudí výfukové plyny a roztáčí turbínové kolo. Vytvořený model by měl pomáhat a usnadnit práci při návrhu celého mechanismu a přispět tak ke zlepšení adaptace turbodmychadla na provozní podmínky spalovacího motoru.

Pro tvorbu tohoto modelu jsem použil software ADAMS. Zvolil jsem jej z několika důvodů. Jelikož je tento model vytvořen pro firmu Honeywell, tak jsem musel zvolit takový prostředek, který je pro ně dostupný. Další výhodou je možnost tento kinematický model rozšířit, případně použít pro základ reálnější simulace, která by zahrnovala například vliv vůlí v mechanismu, které zde nejsou uvažovány. Dále je jistě výhodná vizualizace celého mechanismu, díky které může uživatel sledovat vliv změn jednotlivých parametrů, včetně simulace celého pohybu. Samozřejmě jsou zde i stinné stránky této volby, problémy se kterými jsem se setkal během tvorby modelu. Prvním nepříjemným zjištěním při tvorbě modelu bylo, jakým způsobem se dá vytvořit parametrický model. Nejdříve jsem musel vyřešit pohyb celého mechanismu analyticky, poté si v mechanismu definovat klíčové body, jejichž polohu řídí právě odvozené rovnice. V těchto rovnicích jsem použil proměnné, kterými se dá měnit geometrie celého modelu. Na tyto klíčové body jsou pak vázána jednotlivá tělesa a vazby mezi nimi. Pro jednoduchost a přehlednost jsem vytvořil dialogové okno, kde se dají jednotlivé parametry modelu měnit. Aby měl uživatel přehled co je vlastně třeba zadat, jaké parametry, tak je součástí tohoto okna i obrázek celého mechanismu s vyznačenými rozměry. Další nevýhodou použití ADAMSu je, jak jsem zjistil, že na modelu jdou změřit vzdálenosti bodů, souřadných systémů, ale ne ploch těles. Jelikož cílem modelu má být určení minimální vzdálenosti lopatek k určení průtočné plochy, musel jsem použít jiný způsob než odměření. Využil jsem k tomu poskytnutých 3D modelů v CAD programu CATIA. Postupným natáčením lopatek a měřením vzdálenosti jsem získal hodnoty, ze kterých jsem vytvořil průběh závislosti vzdálenosti lopatek na natočení lopatky. V modelu jsem si pak zjistil úhel lopatky a následně pak hledanou vzdálenost lopatek. Nevýhodou tohoto způsobu určení je, že pro novou geometrii lopatek je třeba znovu odměřit závislost vzdálenosti na natočení lopatky. Aktuální vzdálenost lopatek se zobrazí až po spuštění simulace. Nepodařilo se mi zobrazit tuto hodnotu dříve, aniž by ji uživatel musel pokaždé složitě hledat. Během simulace jsou pak ještě měřeny úhly natáčení některých částí, které jsou pak zpracovány v postprocesoru. Vytvořené charakteristiky pak slouží k návrhu a nastavení celého mechanismu podle požadavků. Vytvořený model VNT mechanismu jsem na závěr aplikoval na reálné turbodmychadlo, abych ověřil jeho věrohodnost. Získané charakteristiky z tohoto modelu jsem porovnal s naměřenými z 3D modelu v CATII. Výsledné průběhy se téměř překrývaly, takže vytvořený parametrický model funguje správně.

8. Literatura

- [1] HORNER, B. *Base turbocharger component design*. Honeywell, 2005. 99 s.
- [2] KOŽOUŠEK, J. *Teorie spalovacích motorů*. Druhé, přepracované vydání. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1971. 704 s.
- [3] HOFMANN, K. *Alternativní pohony*. Studijní opory dopravního a automobilního inženýrství. 73 s. [online]. [cit. 2010-1-2]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/cs/studium/opory/alt.pohony.pdf>.
- [4] HORNER, B. *Variable turbines*. Honeywell, 2005. 78 s.
- [5] HORNER, B. *Turbocharger overview for non-technical staff*. Honeywell, 2005, 69 s.
- [6] 22 1,9l SDI 50kW a 1,9l TDI 81kW.. Dílenský manuál. [online]. [cit. 2010-4-3]. Dostupné z: <http://rapidshare.com/files/25140613/dilenske-ucebni-pomucky.part1.rar> >
- [7] 23 1,8l T 110kW. Dílenský manuál. [online]. [cit. 2010-4-3]. Dostupné z: <http://rapidshare.com/files/25140613/dilenske-ucebni-pomucky.part1.rar> >
- [8] zvys_ vykonu_turbodmychadla.ppt. Studijní opory dopravního a automobilního inženýrství. 83 s. [online]. [cit. 2010-1-2]. Dostupné z: http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/prislusenstvi/zvysovani_vykonu.html.
- [9] HOFMANN, K. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory, Přepřínování spalovacích motorů*. 2. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1985. 134 s.
- [10] HOLSET- Výrobce turbodmychadel. [online]. [cit. 2010-3-1]. Dostupné z: http://www.holset.co.uk/mainsite/files/2_5-turbocharger%20technology.php.
- [11] GARRETT- Výrobce turbodmychadel. [online]. [cit. 2010-4-2]. Dostupné z: www.turbobygarrett.com.
- [13] STOCKSDALE, K. *The Garrett turbocharger book*. Garrett automotive products company, 1982. 213 s.
- [14] MSC SOFTWARE- Výrobce softwaru ADAMS - . [online]. [cit. 2010-6-2]. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/>.

9. Seznam obrázků

Obrázek 1. Část p-V diagramu [3].....	14
Obrázek 2. Řez turbodmychadlem [8].....	15
Obrázek 3. Princip turbíny [1].....	16
Obrázek 4. Princip kompresoru [1]	17
Obrázek 5. Omezení meze pumpování [11]	17
Obrázek 6. Centrální část [1]	18
Obrázek 7. Porovnání uložení [11].....	18
Obrázek 8. Kompresorová mapa [11].....	19
Obrázek 9. Směry proudění v turbodmychadle [5]	20
Obrázek 10. Schéma turbodmychadla na motoru 1,9 TDI [6].....	21
Obrázek 11. Turbodmychadlo s bypassem [8].....	23
Obrázek 12. Waste gate [7].....	23
Obrázek 13. Turbodmychadlo se směrovou klapkou [3]	24
Obrázek 14. Princip řídicí klapky [7]	24
Obrázek 15. Funkce VNT [7]	25
Obrázek 16. Turbodmychadlo s VNT [8]	26
Obrázek 17. Turbodmychadlo s VGT [10].....	26
Obrázek 18. VNT mechanismus	28
Obrázek 19. Výpočet P2.....	29
Obrázek 20. Výpočet P3.....	30
Obrázek 21. Výpočet P6.....	31
Obrázek 22. Výpočet P8.....	32
Obrázek 23. Poloha 1. lopatky.....	33
Obrázek 24. Vane arm s 2. lopatkou.....	35
Obrázek 25. Body pro měření	36
Obrázek 26. Dialogové okno se vstupními parametry.....	38
Obrázek 27. Model v ADAMSu	38
Obrázek 28. Nastavení SS posuvné vazby.....	39
Obrázek 29. Reálná vazba	40
Obrázek 30. Náhradní vazba	40
Obrázek 31. Nastavení generátoru pohybu	40
Obrázek 32. Úhel lopatky při nulové vzdálenosti	41
Obrázek 33. Zobrazení vzdálenosti lopatek.....	42
Obrázek 34. Úprava proměnných	42
Obrázek 35. Seznam parametrů.....	43
Obrázek 36. Úprava parametru.....	43
Obrázek 37. Úprava postprocesoru	43
Obrázek 38. Měřené úhly	44
Obrázek 39. Postprocesor.....	44
Obrázek 40. První senzor.....	45
Obrázek 41. Spouštění simulace	46
Obrázek 42. Načtení dat	46
Obrázek 43. Vzdálenost z ADAMSu.....	47
Obrázek 44. Model v CATII.....	47
Obrázek 45. Parametr DV_AZ.....	51
Obrázek 46. Vzdálenost – ADAMS	52
Obrázek 47. Vzdálenost - CATIE	52

10. Seznam grafů

Graf 1. Porovnání VNT a WG [9]	25
Graf 2. Porovnání výkonu [4]	27
Graf 3. Porovnání kroutícího momentu [4]	27
Graf 4. Závislost vzdálenosti na natočení lopatky	41
Graf 5. Závislost vzdálenosti na natočení aktuátoru	48
Graf 6. Závislost internal cranku na aktuátoru	49
Graf 7. Závislost natočení aktuátoru na úhlu lopatky	49
Graf 8. Závislost nulové polohy internal cranku	50
Graf 9. Závislost vzdálenosti na natočení lopatky	50
Graf 10. Závislost vzdálenosti na natočení lopatky	52
Graf 11. Vzdálenost – REA	53
Graf 12. REA - lopatka	53
Graf 13. Internal crank – REA.....	54
Graf 14. Internal crank - lopatka	54

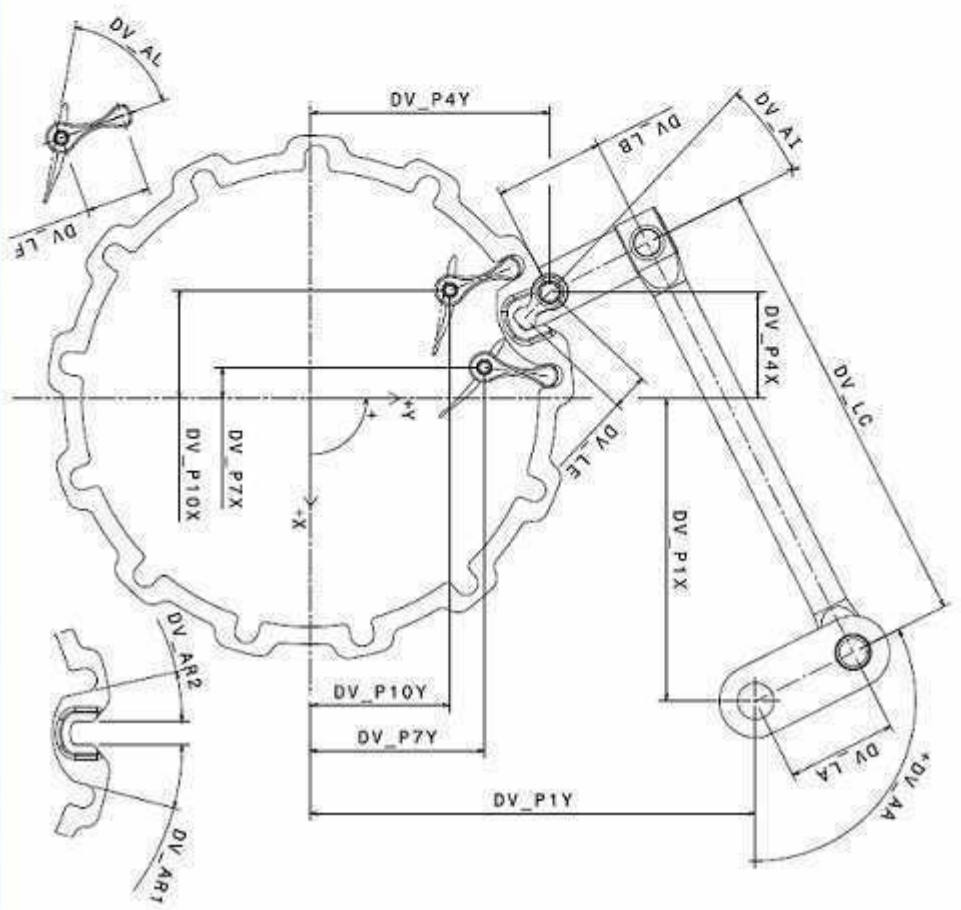
11. Seznam příloh

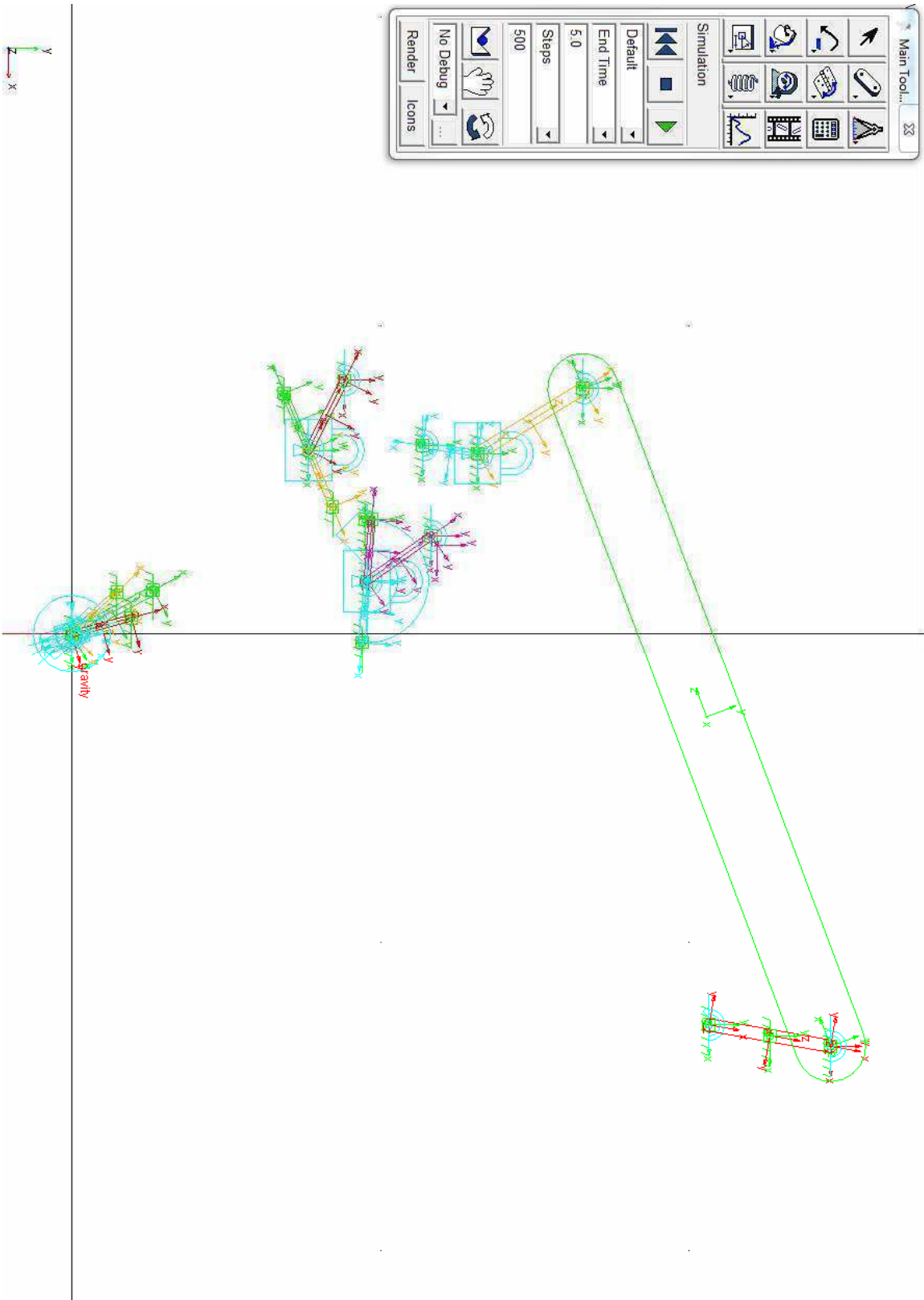
1. Dialogové okno modelu v ADAMSu
2. Model VNT mechanismu v ADAMSu
3. Charakteristiky modelu v postprocesoru

Parametry

DV_LA	20	DV_P1X	66.547
DV_LB	30	DV_P1Y	94.345
DV_LC	114	DV_P4X	-29.285
DV_LE	9	DV_P4Y	65.775
DV_LF	12.705	DV_P7X	-8.566
DV_AI	-40	DV_P7Y	47.808
DV_AL	60	DV_P10X	-29.802
		DV_P10Y	38.352
Uhel natoceni REA (DV_AA) 90		DV_AR1	15
Rozsah REA	70	DV_AR2	12.692
Smer REA	+ -		
GT35	YES NO		

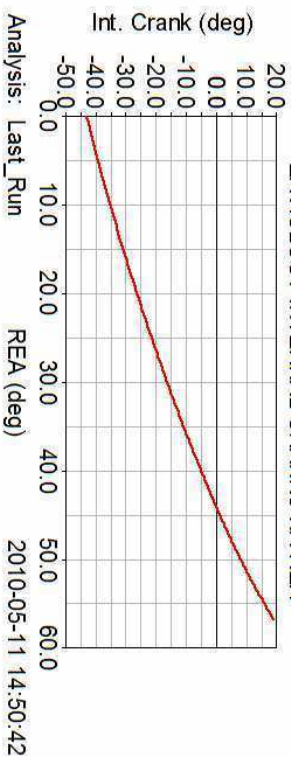
OK Apply Cancel



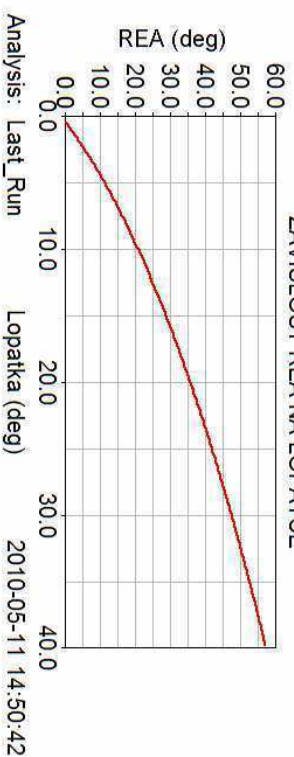


- VNT_KINEMATICS
- INTERNAL_CR_REA
- INTERNAL_CR_VANE
- PREHEID
- REA_VANE
- THROAT_REA
- THROAT_VANE

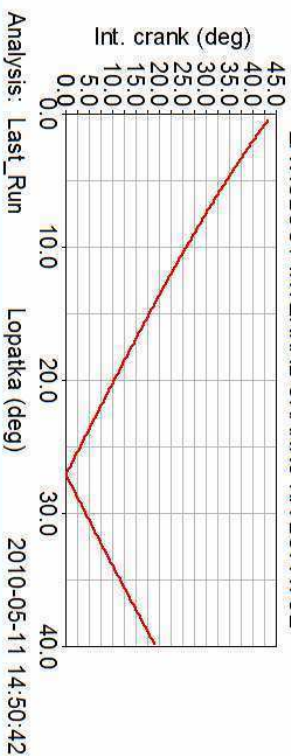
ZÁVISLOST INTERNAL CRANKU NA REA



ZÁVISLOST REA NA LOPATCE



ZÁVISLOST INTERNAL CRANKU NA LOPATCE



ZÁVISLOST VZDÁLENOSTI LOPATEK NA REA

