

Popis obsahu balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

Vedoucí konsorcia podílející se na pracovním balíčku

České vysoké učení technické v Praze, zodpov. osoba Prof. Ing. Jan Macek, DrSc.

Členové konsorcia podílející se na pracovním balíčku

ŠKODA AUTO a. s. M. Hrdlička, Vysoké učení technické v Brně P. Novotný, Vysoká škola báňská -
Technická univerzita Ostrava Z. Foltá, TÜV SÜD Czech s.r.o. O. Vaculín, Technická univerzita v
Liberci P. Brabec, Ricardo Prague s.r.o. B. Hnilička, Honeywell, spol. s r.o. P. Škara

Hlavní cíl balíčku

Zkrácení času mezi výzkumem koncepce a aplikací inovovaného výrobku na trhu (time-to-market, TTM) o cca 30% využitím shromážděných zkušeností z předešlých řešení a včasným vyloučením slepých uliček vývoje v jeho počáteční fázi. Tento cíl bude možno testovat na praktických příkladech aplikací DASY

Dílčí cíle balíčku pro nejbližší období

Po vyvinutí základní struktury DASY na ČVUT byl její koncept předán k implementaci a doplňování konkrétního obsahu u partnerů. Partneři implementují ve svých výpočetních prostředcích DASY tak, aby mohli ukládat konkrétní obsah vybraných modulů na základě své účasti ve všech dalších balíčcích. Vyvinuté datové struktury vstupů a výstupů metod a parametrizace základních komponent budou vzájemně předávány a doplňovány – do 11/2017.

Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

WP01A06: Experimenty s využitím DASY pro praktické úlohy a plnění databáze údaji u partnerů.

Zpracovávání příkladů ošetření konkrétních problémů projektu v DASY a zobecňování výsledků, zejména pro downsizing spalovacích motorů s dopady na konstrukci celé hnací jednotky a koncepční posouzení elektrických a hybridních vozidel s ohledem zkrácení času mezi výzkumem koncepce a aplikací inovovaného výrobku na trhu (time-to-market, TTM) využitím shromážděných zkušeností z předešlých řešení a včasným vyloučením slepých uliček vývoje v jeho počáteční fázi. 1/2016-11/2017

WP01A07: Úpravy prostředí DASY na základě zjištěných výsledků implementací.

Úpravy prostředí DASY pro další aplikace. 6/2016-11/2017

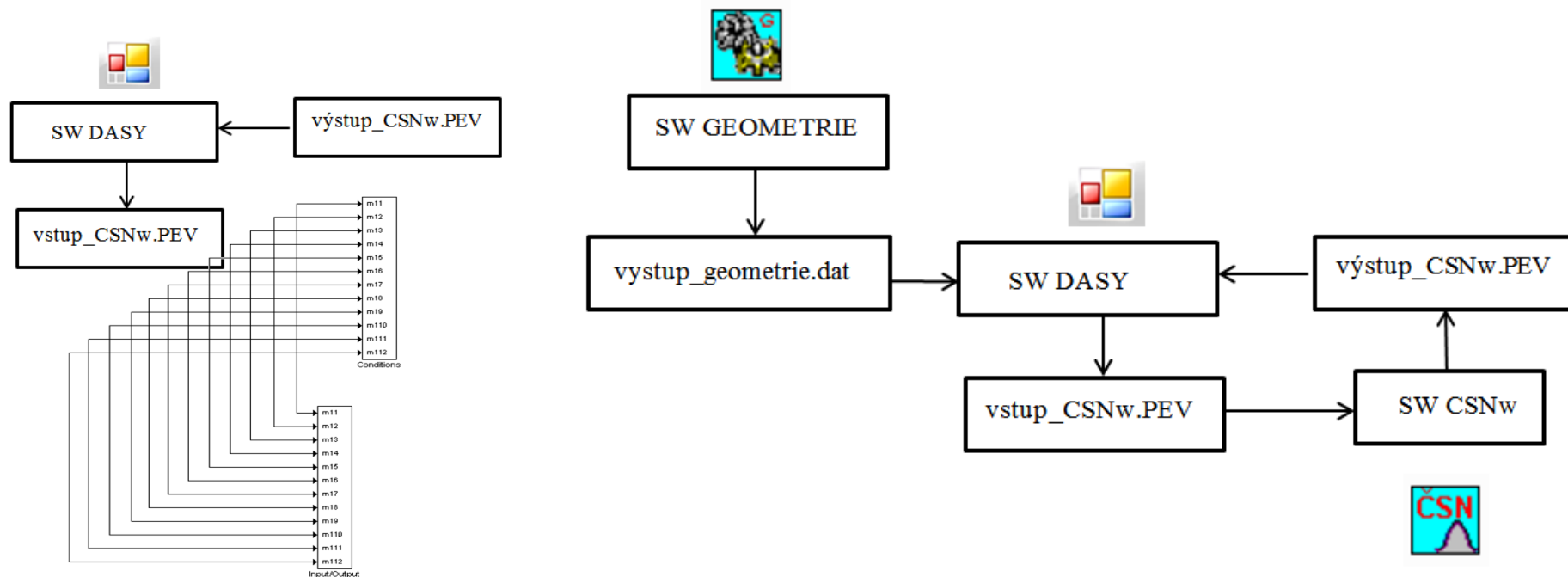
Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

- Doplnění testů DASY přístupů o optimalizaci a nové programy
 - zapojení výpočtů ozubených kol (VŠB-TUO a ČVUT)
 - optimalizace spotřeby e-mobilu
 - optimalizace extrémního dvoustupňového přeplňování vznětového motoru
 - optimalizace radiální turbíny
 - program pro odhad turbulence ve válci jako příprav pro rychlou simulaci hoření
- Zjištění – datová databáze funguje, ale je vhodné uložit v čitelnější podobě znalosti (kvalitativní i kvantitativní)
- Požadavky
 - paralelní stromové struktury
 - horizontální vazby
 - přístupová práva
 - klíčová slova – ontologie pro vyhledávání a přenos dat mezi entitami

Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

VŠB TU Ostrava, prof. M. Němček, ing. M. Burián (více v přílohách)

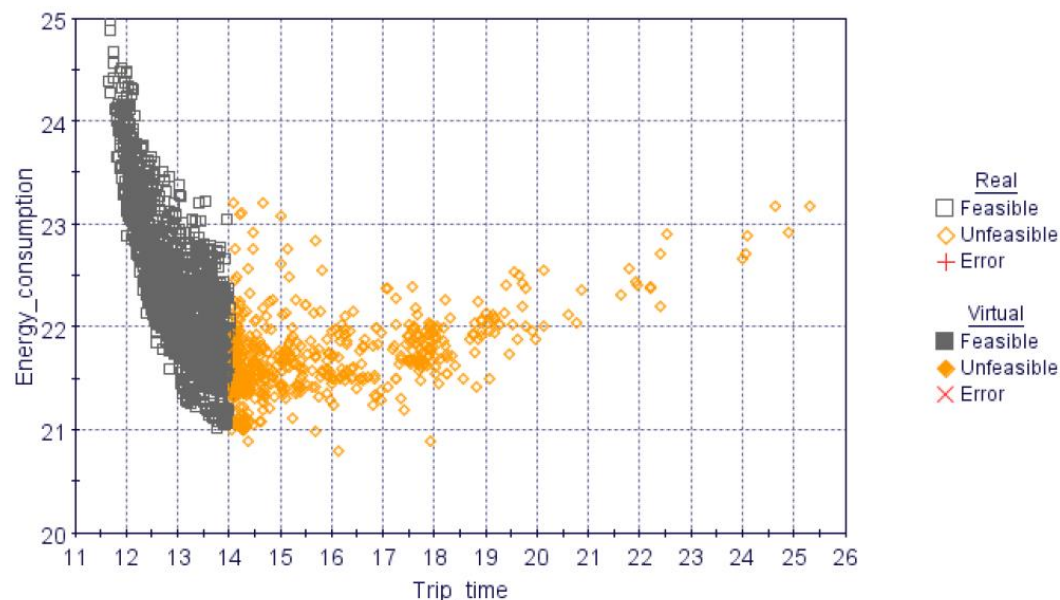
- Komunikace Geometrie, DASY, CSNw
- Hledání výsledku pevnostního výpočtu CSNw
- Zpracování dat – znovu použitelnost uložených dat v Geometrii, CSNw (materiál pastorku a ozubeného kola, zatížení, přesnost, součinitel K_{HB})



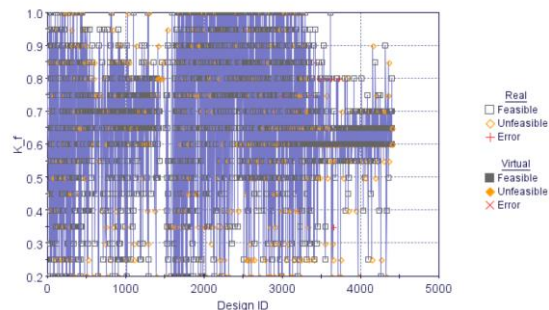
Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

Vyzkoušení DASY přístupu na optimalizaci jízdy elektromobilu (Steinbauer, Macek, Morkus, Denk, Doleček)

Scatter - Trip_time vs. Energy_consumption on Designs Table



History - K_f on Designs Table

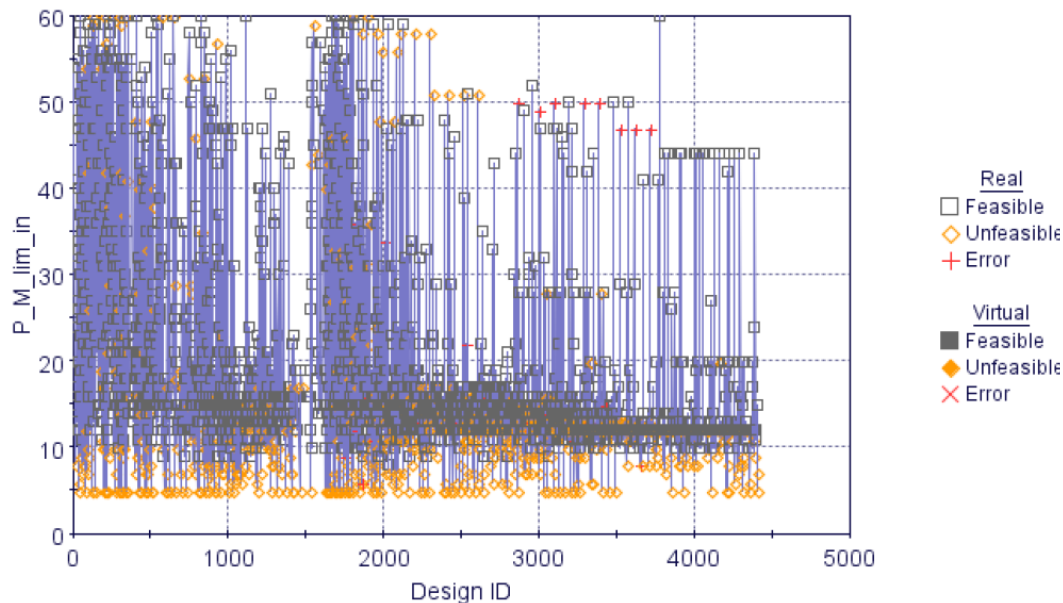


Příklad vývoje parametru využití adheze

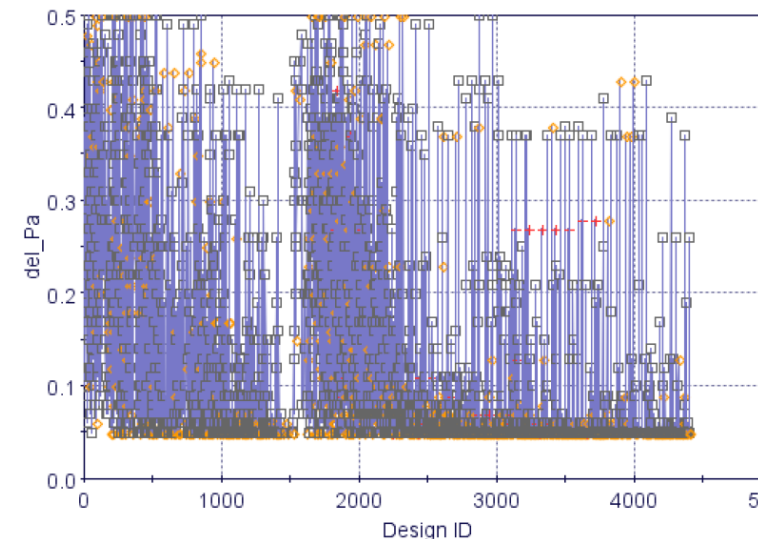
Příklad dalších optimalizačních parametrů (celkem 10) – konvergence k optimu při zadaném maximálním čase jízdy

- Maximální celkový výkon motoru (může být chvilkově překročen při zadání úseků s nepřesně určenou výškou - parametr s lim)
- Podíl maximálního výkonu pro akceleraci má být co nejmenší při dodržení času jízdy.

History - P_M_lim_in on Designs Table



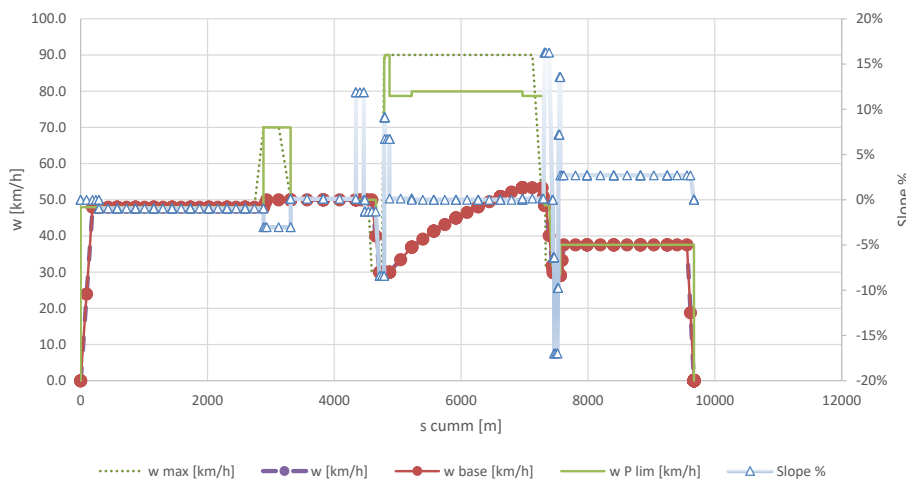
History - del_Pa on Designs Table



Definice trasy a kvazi-optimálního tachogramu jízdy při použití optimálních normovaných parametrů, jako např. výkonu motoru

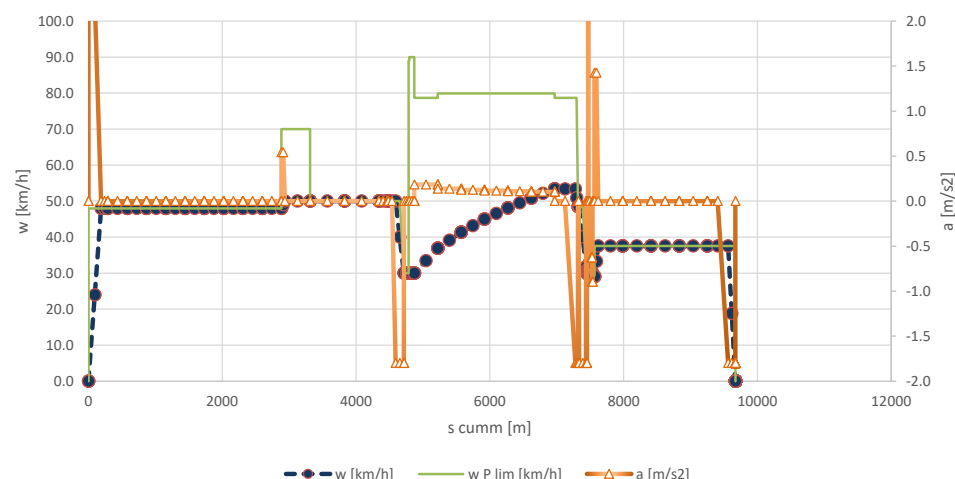
Velocities and Slope - Average Speed 43.7km/h

Motor Power Limit 14kW Battery Gross Cons.21.1 kWh/100 km



Velocities and Acceleration - Average Speed 43.7km/h

Motor Power Limit 14kW Battery Gross Cons.21.1 kWh/100 km

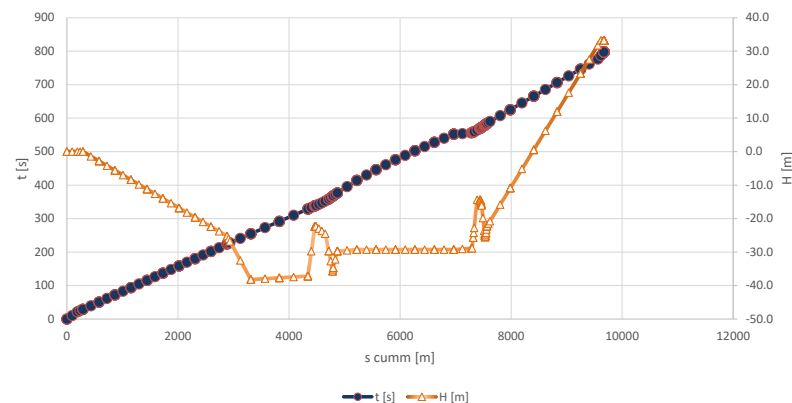


Definice trasy a kvazi-optimálního tachogramu jízdy; trasa s převýšením.

Samo omezení výkonu produkuje malá zrychlení. Rekuperativní brzdění s velkým zpožděním je nejlepší při rekuperaci 100%, jinak je lepší výběh.

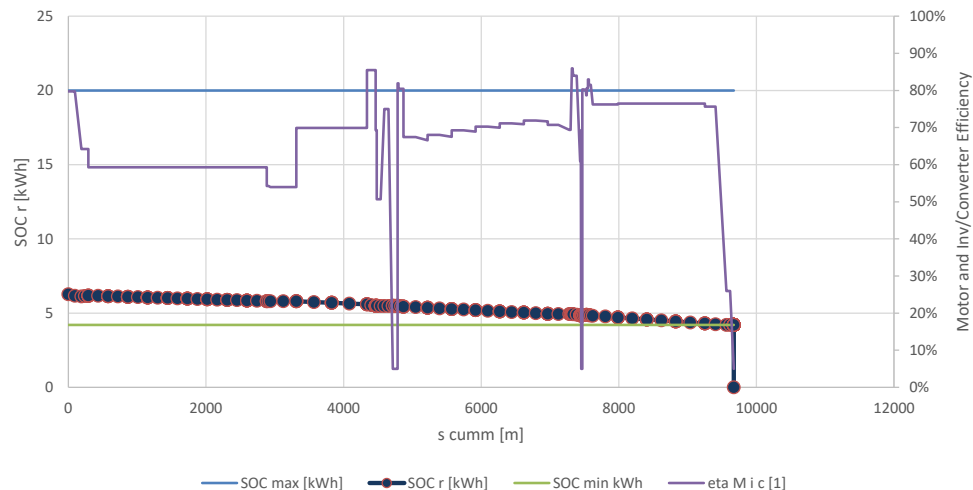
Time of Driving and Altitude - Average Speed 43.7km/h

Motor Power Limit 14kW Battery Gross Cons.21.1 kWh/100 km



Další parametry jízdy

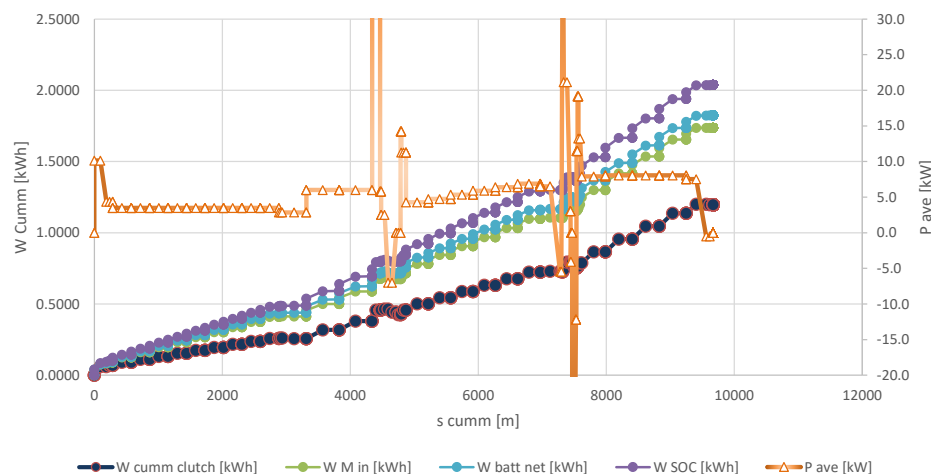
SOC and Motor/Generator Efficiency - Average Speed 43.7km/h
Motor Power Limit 14kW Battery Gross Cons.21.1 kWh/100 km



Výkon motoru byl překročen jen v krátkých nepřesně zadaných úsecích (typické pro GPS data)

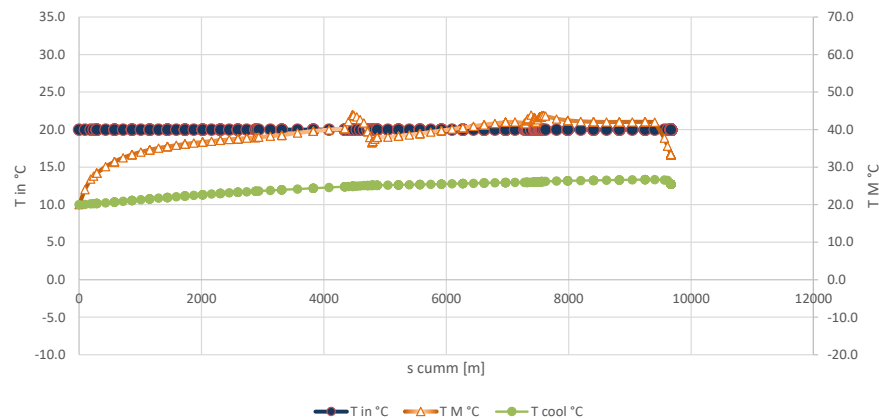
Jízda v tomto případě bez HVAC (teplota okolí 20°C), ale lze počítat s topením i klimatizací tepelnými čerpadly v zadaném rozsahu vnitřní teploty a s omezením maximální teploty motoru)

Energy and Power - Motor Clutch 12.4 | Motor In 18.0 | Battery Nett 18.9 |
Battery Gross 21.1 kWh/100 km || P acc 400W || PHVAC 2.0kW



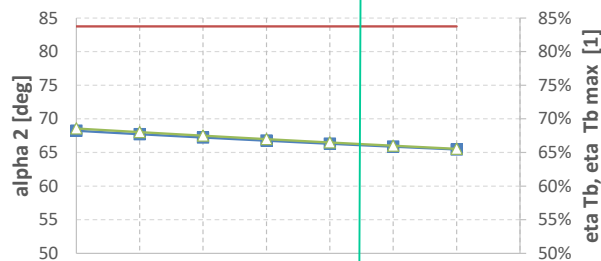
Temperatures - Cooling, Cabin Air and Motor/Generator - Average Speed 43.7km/h

Motor Power Limit 14kW Battery Gross Cons.21.1 kWh/100 km

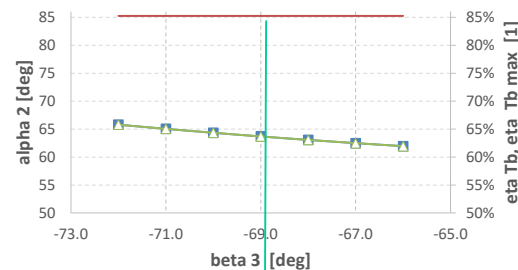


Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance System - DASY

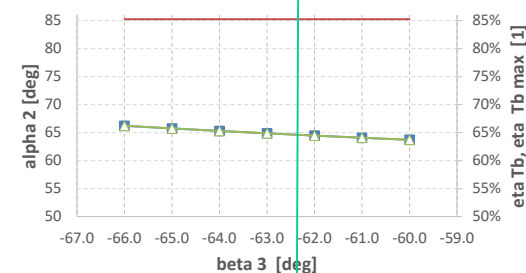
LP 1 000 RPM



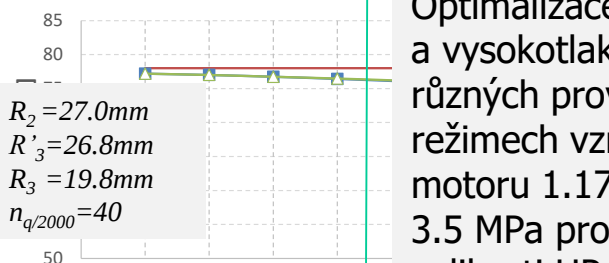
HP 1 000 RPM



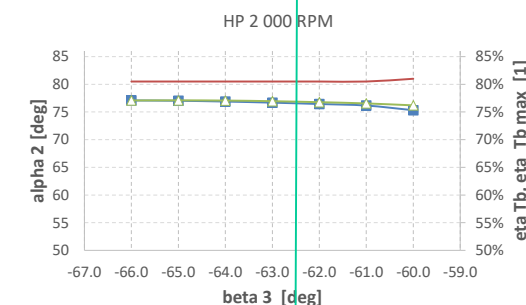
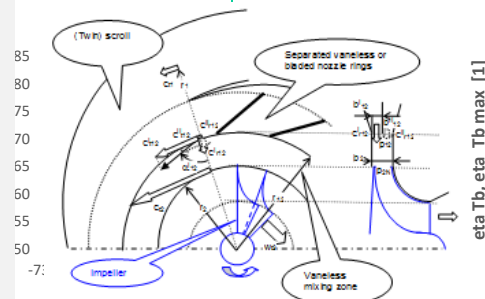
HP 1 000 RPM



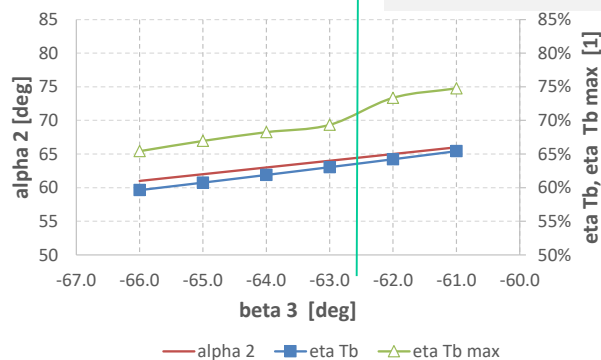
LP 2 000 RPM



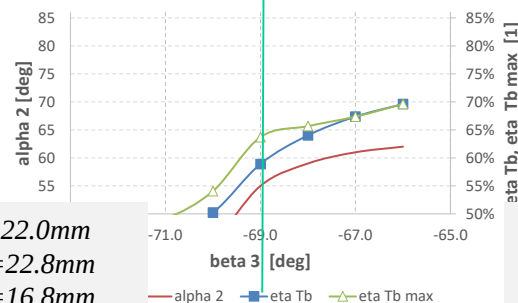
HP 2 000 RPM



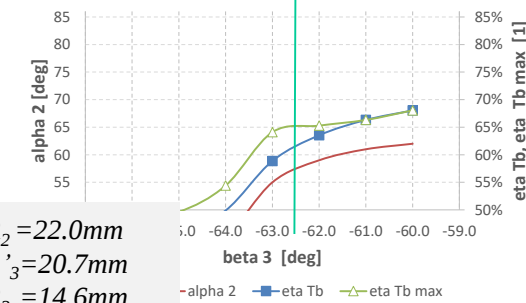
LP 4 000 RPM



HP 4 000 RPM



HP 4 000 RPM



Optimalizace nízkotlaké a vysokotlaké turbíny v různých provozních režimech vznětového motoru 1.17 dm³ bmep 3.5 MPa pro dvě velikosti HP turbíny

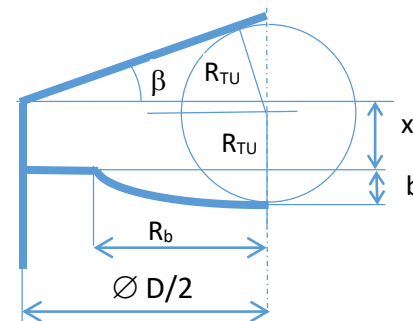
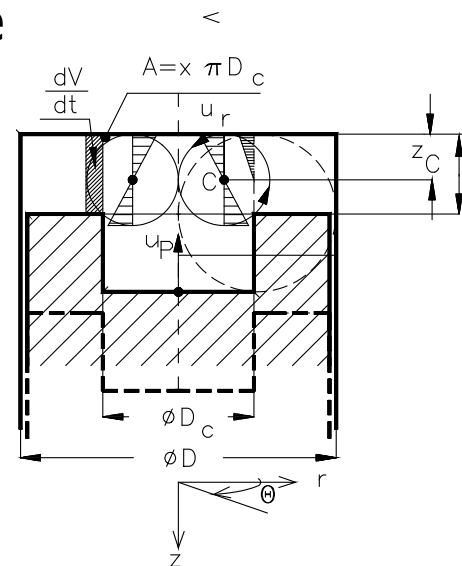
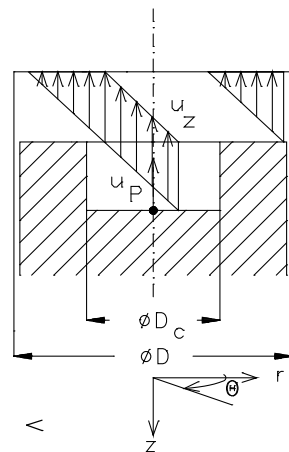
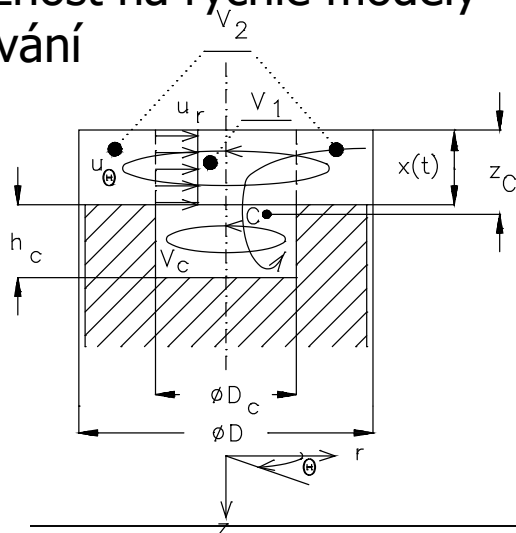
$R_2 = 22.0\text{mm}$
 $R'_3 = 22.8\text{mm}$
 $R_3 = 16.8\text{mm}$
 $n_{q/2000} = 33$

$R_2 = 22.0\text{mm}$
 $R'_3 = 20.7\text{mm}$
 $R_3 = 14.6\text{mm}$
 $n_{q/2000} = 33$

Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

K-k- ε model zónový model proudění ve válci a turbulence

- Lineární pohyb pístu, swirl, tumble a squish
- Balance práce pístu, kinetické energie uspořádaného pohybu a turbulence
- Návaznost na rychlé modely spalování



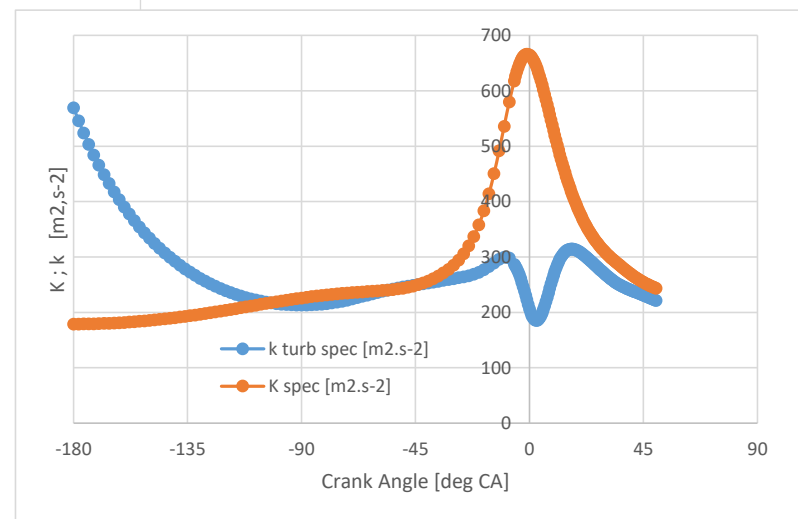
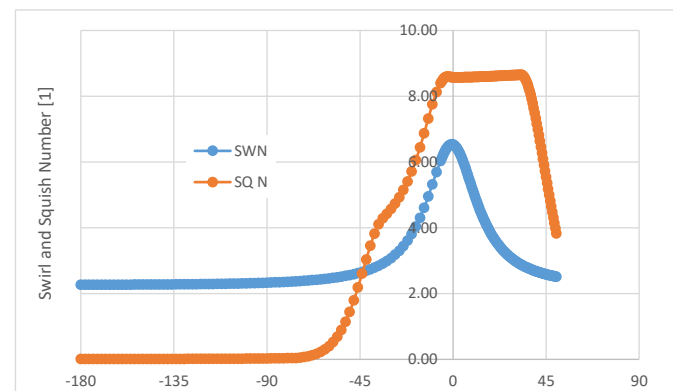
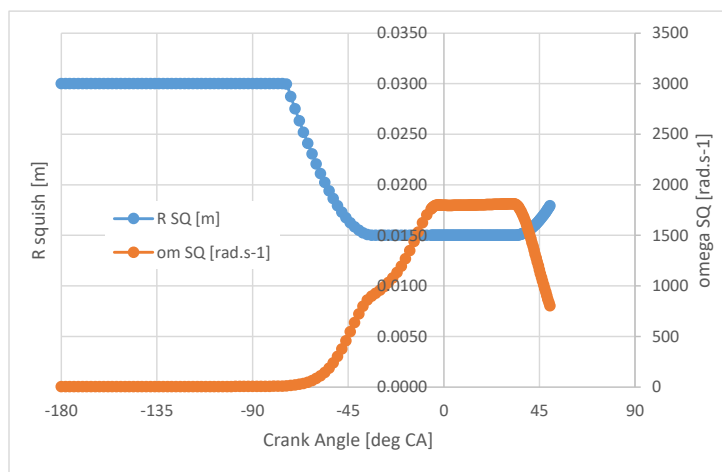
Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

K – k – ε

Q-D Model

Přímé napojení na modely hoření je možné.

Kompresní zdvih a expanze bez hoření LIAZ M3
120/140 mm



Plnění cílů a výsledků balíčku WP01 VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

Plnění dílčích cílů, milníků a výstupů

WP01C04: Vytvoření struktury databáze DASY a její naplnění příklady provedení hnacích jednotek i vozidel. (ČVUT a další)

Pokračuje plnění DASY konkrétními vzorovými postupy

Přehled budoucích výsledků a jejich plnění

WP01V005: Design Assistance System DASY pro virtuální vozidlo s implementací veřejně dostupných výsledků projektu. 11/2017

Integrace veřejně dostupných struktur virtuálních vozidel s hnacími jednotkami a dalšími moduly, jejich vazbami na parametry a na metody vyvinutými v rámci WP 02-09, WP 12-22 a WP26.

Plnění cílů a výsledků balíčku WP01 VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

■ Publikace e-mobil:

- SAE 2016 Steinbauer, P., Macek, J., Morkus, J., Denk, P. et al., "Dynamic Optimization of the E-Vehicle Route Profile" SAE Technical Paper 2016-01-0156, 2016, doi:10.4271/2016-01-0156.
- Steinbauer P., Husák J., Pasteur F., Denk P., Macek J., Šika Z., "Predictive control of commercial e-vehicle using a priori route information" Powertrain Modelling and Calibration, Loughborough University 2016

■ Publikace extrémní downsizing s dvoustupňovým přeplňováním včetně optimalizace turbíny

- Macek J., Vítek O. and Doleček V., "Basic Issues with High-Efficiency Turbochargers with Radial Tur-bines for Diesel Engines", THIESEL 2016 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines, UPC-CMT Valencia 2016
- Macek, J. and Vítek, O., "Determination and Representation of Turbocharger Thermodynamic Efficiencies," SAE Technical Paper 2016-01-1042, 2016, doi:10.4271/2016-01-1042.

■ Publikace k turbulenci ve válci

- Cerník, F., Macek, J., Dahnz, C., and Hensel, S., "Dual Fuel Combustion Model for a Large Low-Speed 2-Stroke Engine," SAE Technical Paper 2016-01-0770, 2016, doi:10.4271/2016-01-0770.

■ – vyzvané přednášky

- Vítek O., Macek J., "Contribution of Contemporary CFD Methods to ICE Development and Optimization", ERCOFTAC Spring Festival Brno 2016
- Vítek O., Macek J., "PŘÍSPĚVEK METOD POČÍTAČOVÉ DYNAMIKY PLYNŮ PRO VÝVOJ A OPTIMALIZACI SPALOVACÍCH MOTORŮ, CAE FORUM for Advanced CAE Systems, TechSim Praha 2016
- Vítek O., Macek J., "Contribution of Contemporary CFD Methods to ICE Development and Optimization", XLVII. International Scientific Conference of the Czech and Slovak Universities Dealing with Research of Internal Combustion Engines, VUT v Brně 2016

Motivy pokračujícího vývoje DASY -> OntoDASY

- Rozšířit DASY o možnosti archivace znalostí méně strukturovaných, než jsou výpočty.
- Navázat na dlouholetý výzkum v oblasti znalostního inženýrství na ČVUT i jinde (MES Solaris, Colin, Clockwork...).
- Vytvořit uživatelsky přívětivé prostředí :
 1. Respektující různý stupeň důvěrnosti ukládaných znalostí (a dokumentů).
 2. Podporující spolupráci v rámci libovolně složených pracovních týmů.
 3. Schopné zvládnout dynamické změny pracovních týmů v čase i prostoru s minimálními formálními nároky na užívání (v první řadě bez pevné, dopředu stanovené vnitřní struktury).
 4. Schopné tvořit znalostní bázi pro práci jednotlivce, tedy přirozeně podporovat práci ve všech fázích řešeného problému (světech dle metodiky Clockwork dále ClockWorlds).
- Respektovat vývoj webových technologií (W3C), tedy umožnit prezentovat vybrané výsledky v rámci webu třetí generace, orientovaného na :
 1. Prezentaci a výměnu dat (nikoli jen dokumentů).
 2. Automatické využití poskytovaných dat vzdálenými službami (a naopak) (služby orientované na data).
 3. Automatické vyhledávání informací na webu na základě dat.

Dostupné webové technologie pro OntoDASY

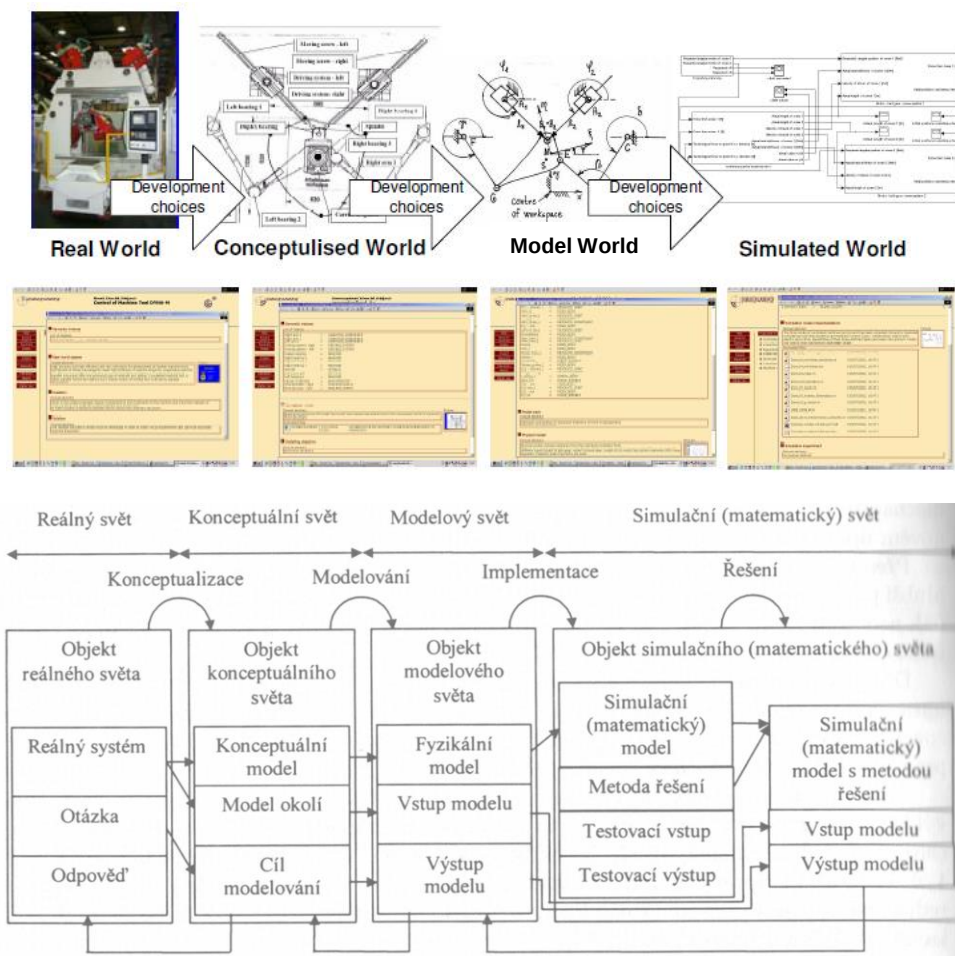
- Základním požadavkem je engine Wikipedia, který je vybaven možností sémantického indexování.
- V současné době se výběr dopracoval ke dvěma variantám :
 - Xwiki
 - DataWiki
- V obou případech jsou nutné úpravy a kompletní návrh systému ontologií (slovník specifických klíčových slov).
- Takto navržený princip znalostního systému nevyžaduje bezpodmínečně „monokulturu“, použitého SW, pokud bude správně fungovat sémantické indexování.
- Vývojové verze na platformě XWiki je k nahlédnutí na
 - <http://147.32.171.109:8080/xwiki/wiki/ontodasyckapjb/>
- Vývojová verze na platformě DataWiki je na
 - <http://147.32.163.131>

OntoDASY - Sémantické indexování

- Základní nástroj Ontologie – Ortogonální pohledy
 - CKAPJB structure
 - WP1, WP2, ..., WP1V001, ...
 - Domain description (automotive „rozpad“)
 - car, chasis, gearbox, wheel, damper, ...
 - Engineering classification
 - simulation, measurement, material, ...
 - Clockworlds
 - real world
 - conceptualized world
 - ideal world
 - model world

Clockwords - koncept

- Postup řešení inženýrského problému
 - V reálném světě řešíme problém, klademe si **OTÁZKU**
 - Pomocí transformace převedeme problematiku z pojmů (ontologie) **reálného světa** do pojmů **koncepčního světa** – vytvoříme koncepční model
 - Koncept si dále idealizujeme, abychom jej byli schopni popsat matematickým aparátem, transformujeme tedy **koncepční model** do **světa modelového**
 - Prvky **modelového světa** transformujeme na **simulační či podobný model** a ten simulujeme/optimalizujeme/ověřujeme/provádíme měření/...
 - Výsledky simulace/měření pak zpátky interpretujeme přes všechny modely/světy, abychom získali odpověď na původní otázku v **reálném světě**



Záznam informace na webové stránce OntoDASY

Ontologické indexy (tagy) platné pro celou stránku

CKAPJB:

podle pracovních balíčků

ClockWords:

Design process

Rozpad:

domain description

Inženýrská

klasifikace

*Vlastní obsah
stránky*

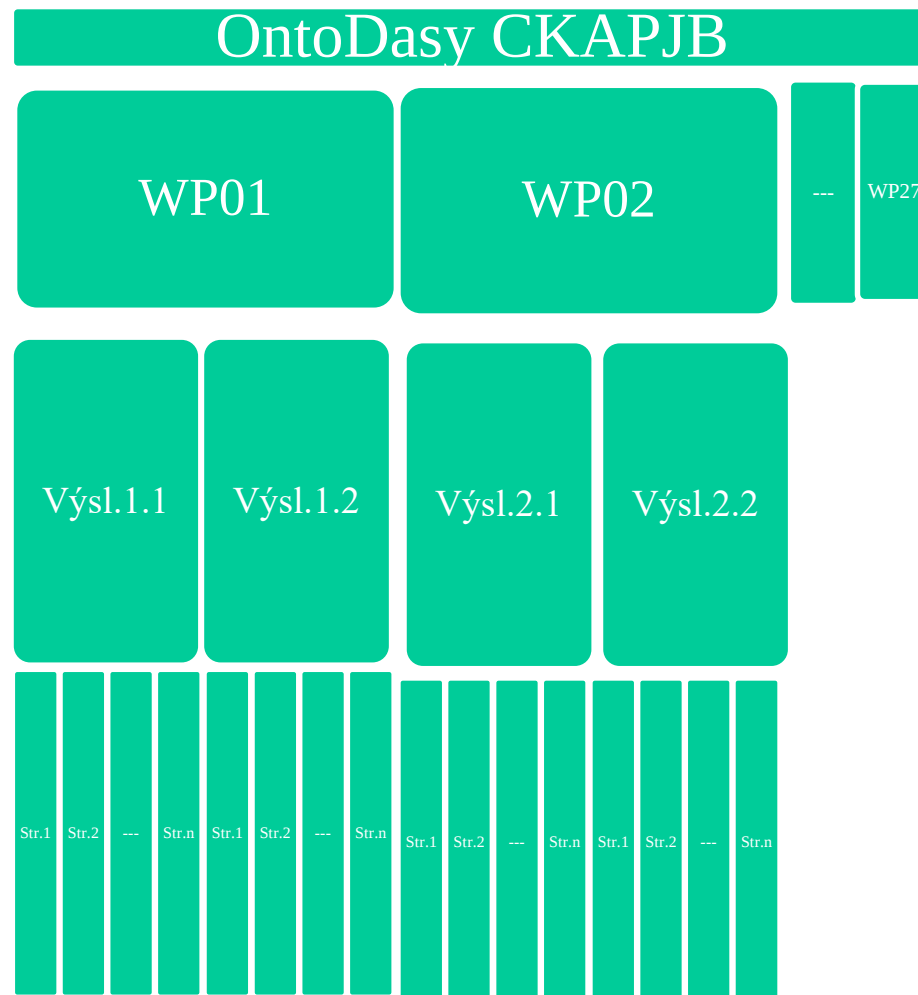
Intexy (tagy) přímo v textu

Parametry – můstek k DASY

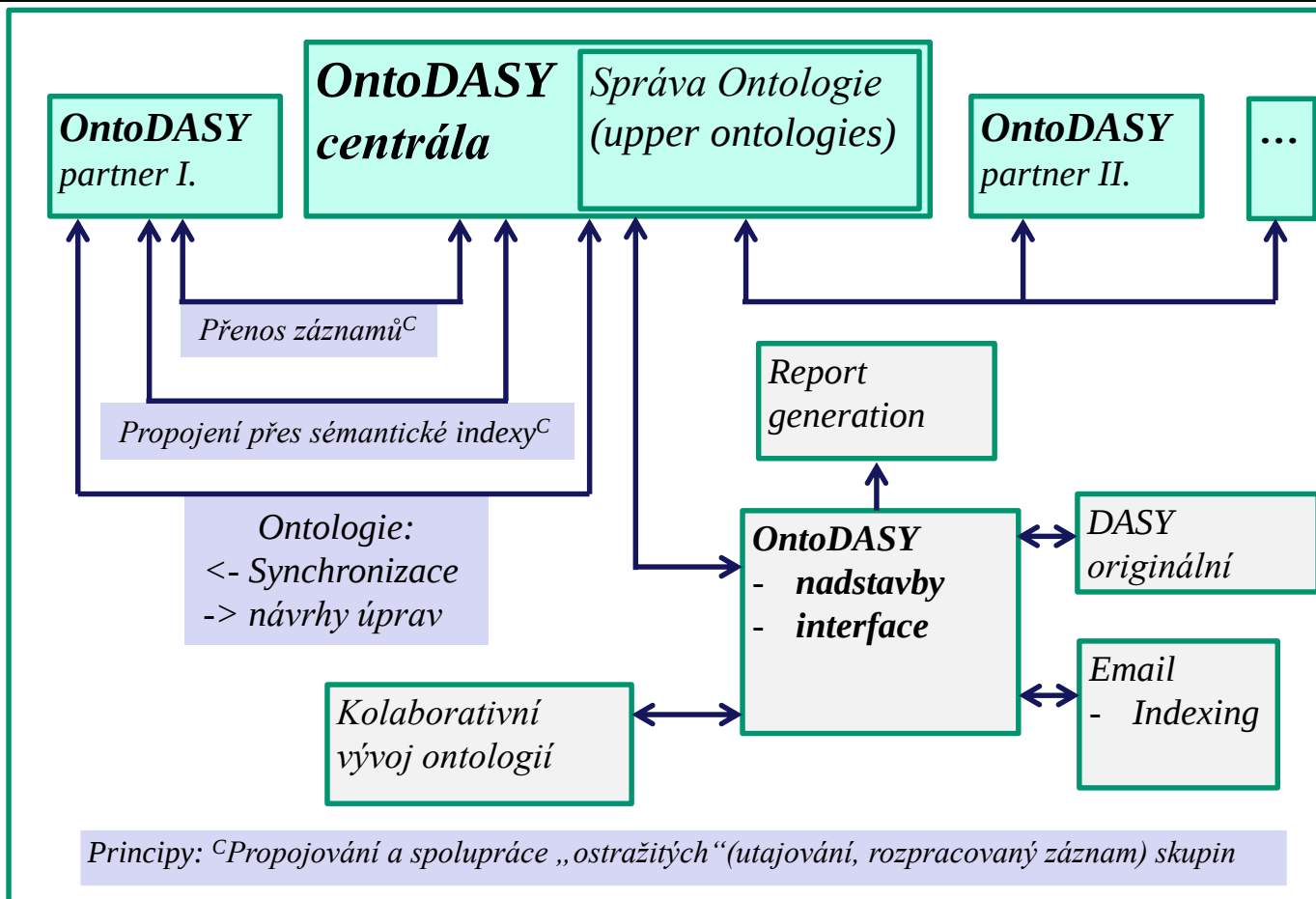
Přílohy – pdf, dbf, xls, ...

Představa o struktuře OntoDASY

1. Společná tvorba Wikipedie. (hypertext)
2. Vedoucí úkolu je jejím „majitelem“.
3. Vedoucí administruje Wiki, tj. hlavně přiděluje přístupová práva.
 1. Administrátor
 2. Člen týmu
 3. Komentátor
 4. Pozorovatel
 5. Atd.
4. Na každé stránce jsou kombinovány :
 1. Dokumenty (texty, obrázky, videa, zvuky, prezentace ...)
 2. Odkazy (lokální i externí) (kdekoli v dokumentu)
 3. Sémantické indexy libovolného počtu „světů“
5. Neindexované stránky jsou viditelné jen návštěvníkům Wiki podle přístupových práv.
6. Indexům nastavená přístupová práva řídí viditelnost uložených dat pro webové procesy W3G. (vyhledávače, asociační procedury, AI)



Cílová architektura OntoDASY



Příklad použití OntoDASY

- U pracovního balíčku:
 - WP16: Zdokonalení ozubených převodů pro vyšší trvanlivost, nízkou hmotnost a nízký hluk
- Výsledek
 - WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.
- Popis výsledku:
 - Dynamický model záběru čelního a šikmého ozubení pro získání průběhu budících sil v záběru - hlavního interního zdroje vibrací v převodovce. Posouzení vlivu změny parametrů ozubení na velikost a průběh budících sil. Aplikace takto stanoveného buzení v celkovém linearizovaném modelu (první úrovně) automobilové převodovky.
 - Implementace datových struktur do DASY.

Náhled na hlavní stránku

CKAPJB main page

Created by Neusser on 23 September 2016, at 04:36

Contents

[hide]

- 1 Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka
 - 1.1 Pracovní balíčky
- 2 Použité ontologie
 - 2.1 CKAPJB ontologie
 - 2.2 RIV ontologie
 - 2.3 "Rozpad" ontologie

Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka

Cílem jsou inovace v konstrukci vozidel, hnacích jednotek a prvotních výkonových zdrojů pro

- snížení spotřeby fosilních paliv a emisí CO₂ - o 5%/5 let do r. 2015 s následně 2019 pro pohon spalovacími motory a nejméně o 50% pro spalovací motory na obnovitelná paliva nebo elektromobily (ve smyslu WTW) do r. 2017,
 - emisní parametry (EURO 6+) do r. 2015,
 - maximální bezpečnost, pohodlí a rozkoš z jízdy pro zákazníky různého věku a zvyklostí, zajišťující prodejnost v etapách do r. 2015 a do r. 2017
 - pružné přizpůsobení proměnlivým požadavkům legislativy i interakci s infrastrukturou a dalšími vozidly s ohledem na reálnou spotřebu TTW, emise a integrovanou bezpečnost do r. 2017
 - konkurenceschopnost i na rozvojových trzích (vhodný poměr cena/užitná hodnota) do r. 2017.
- Inovace spočívají ve dvou úrovních, jakožto bezprostředně aplikovatelný výstup nebo podklad pro následný experimentální vývoj.

V souladu se strategií průmyslových partnerů jsou dílčí cíle orientovány na další zvyšování kompaktnosti hnacích jednotek (podle stupně inovace 201 a 2017), lehkou stavbu karosérií (2017), použití alternativních paliv obnovitelných i nekonvenčních pro spalovací motory (2015) i elektrické pohony včetně hybridních (2017), integrované prediktivní a adaptivní řízení vozidel (podle stupně inovace 2015 a 2017), větší podíl informačních technologií v levných vozech a zlepšenou bezpečnost vozidel (2017).

Základem rychlého a účinného řešení těchto problémů je výzkum prostředků pro integrované použití modelování simulacemi a experimenty spojeným systematickým využitím předchozích zkušeností. Proto jsou dalšími dílčími cíli vytváření VaV nástrojů (metod simulace o různé úrovni i experimentů a metod ukládání dat i znalostí – 2015 a 2017), jejich ověřování při krátkodobě orientovaném experimentálním vývoji, přinášejícím kromě toho okamžitě realizace výrobků (první 2014), a jejich aplikace pro strategický aplikovaný výzkum inovativních konceptů budoucích vozidel (2017).

Pracovní balíčky

- WP01: VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY
- WP02: Pokročilé systémy pro přípravu směsi a spalování připravené směsi s vysokou účinností
- WP03: Přizpůsobení motorů alternativním palivům a inovativní systémy pro snížení znečištění a
- WP04: Pokročilé systémy výměny náplně válce a aerodynamiky potrubních systémů s cílem sní
- WP05: Virtuální termodynamický motor – SW pro simulaci/optimalizaci spalování
- WP06: Turbodmychadla a výkonové turbíny – aerodynamická optimalizace, dynamika rotorů a p
- WP07: Zlepšení návrhu hnacích traktů vozidel s využitím virtuální hnacího traktu
- WP08: Snižování mechanických ztrát pohonných jednotek
- WP09: Vstřikovací zařízení pro spalovací motory s vyššími technicko-ekonomickými parametry
- WP10: Konstrukce cenově příznivých motorů pro rozvíjející se trhy a prodlužovače dojezdu elek
- WP11: Návrh a optimalizace provozu inovačních motorů na alternativní paliva
- WP12: Návrh a zkoušky příslušenství pro plnění vzduchem a vstřikování paliva ve vznětových m
- WP13: Aerodynamika motorového prostoru a chlazení
- WP14: Vývoj pokročilých metod hodnocení nízkocyklové únavy při teplotním zatěžování
- WP15: Snížení problémů hluku a vibrací (tzv. NVH) a zlepšení vibračního pohodlí pro budoucí v
- WP16: Zdokonalení ozubených převodů pro vyšší trvanlivost, nízkou hmotnost a nízký hluk
- WP17: Agregáty s dělením toku výkonu pro vysoce účinné mechanismy CVT/IVT, hybridní vozy
- WP19: Návrh a optimalizace bateriových elektrických vozidel se zvýšenou operabilitou
- WP20: Prediktivní nebo adaptivní řízení motoru za účelem snížení spotřeby paliva a škodlivých
- WP21: Integrované řízení podvozku pro zvýšení bezpečnosti, ekologičnosti, radosti z jízdy a po
- WP22: Human Centered Cabin Design (modely lidských faktorů a optimalizace hardwaru kabiny
- WP23: Metodiky návrhu karoserie moderního vozidla z hlediska snižování hmotnosti a zvyšová
- WP24: Integrovaná bezpečnost vozidel a dopravních systémů pro budoucí dopravní systémy
- WP25: Pokročilé zkušební metody pro spalovací motory a hnací řetězce
- WP26: Pokročilé ICT systémy vozidel – návrh a testování
- WP27: Řízení projektu

Ukázka stránky pracovního balíčku – WP16

WP16

Edit More

Created by WikiSympo on 23 September 2016, at 05:45

WP16: Zdokonalení ozubených převodů pro vyšší trvanlivost, nízkou hmotnost a nízký hluk [edit](#)

Jedním z velice významných parametrů automobilu pro zákazníka je jeho hluk. Převodová skříní je jedním z jeho zdrojů. Proto je významné provádět výzkum vlivu přesnosti, tvaru a tuhosti ozubení, zejména u nestandardního profilu HCR, na hluk a vibrace. Výzkum dalších vlivů, podléhajících se na úroveň vibrací a hluku převodovky jako např. tuhosti hřídelů, tuhosti zubů ozubených kol, tuhosti uložení hřídelů a tuhosti tělesa skříně převodovky. Práce se soustředí na teoretickou analýzu vlivu vybraných chyb evolventního ozubení, tvaru zubů a jejich modifikací (modifikovaný a nestandardní tvar zubů s vysokým kontaktním poměrem) a změny tuhosti zubů při záběru a jejich vliv na hluk a vibrace. Výzkum se bude zabývat i vlivem modifikací profilu a podélné modifikace na úroveň hluku a vibrací a metodiky zhodnocení optimálního tvaru a velikosti modifikací. Cílem je komplexní výzkum metod snižování hluku a vibrací ozubení a jejich ověření. Bude vytvořena databáze příčin vzniku vibrací a hluku ozubení a zpracována metodika jejich možné eliminace. Mimo této databáze možnosti snižování hluku a vibrací u evolventních ozubení bude navržen a následně ověřen návrh konkrétních úprav tvarů zubů na konkrétní převodovce z hlediska hluku a vibrací a z hlediska únavy v dotyku a ohybu. Dále bude dokončen vývoj metodiky měření a hodnocení chyb převodu jako hodnotícího parametru účinnosti modifikací ozubení ve vztahu k jeho hluku a vibracím. Měření chyby převodu bude realizováno na testovacím standu s možností zatěžování podle reálného zatěžného spektra. Životnostní testy úprav s využitím výsledků měření zatěžných spekter získaných při jízdách osobního automobilu na reálných komunikacích v různých jízdních podmínkách (dálnice, město, silnice I. a II. třídy a testovací okruhy Tatra, a.s.) v rámci výzkumných prací Výzkumného centra automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka, na jehož výsledky budeme navazovat.

Kompaktní a lehký řadicí mechanismus převodovky s ozubenými koly.

[edit](#)

Vývoj v oblasti hnacího ústrojí vedoucí ke snížení spotřeby paliva a emisí výfukových plynů vede v posledních letech k nárůstu použití hybridních pohonů ve smyslu kombinace klasického spalovacího motoru a elektromotoru. Sériové, případně i paralelní řazení elektrické motory přitom nemusí být využity čistě k pohonu vozu, ale mohou být využity například i pro externí synchronizaci. Zdvojená funkce elektromotoru by potom dovolila nahradit synchronizační spojku za jiný mechanismus, který by měl kompaktní rozměry a menší hmotnost. Nový mechanismus řazení musí samozřejmě zajišťovat veškeré funkce stávající synchronizační spojky (vymezení radiálních vůlí, blokování proti vyřazení rychlosti, jistota zařazení rychlosti za všech podmínek) výjma samotného vyrovnání otáček. Cílem etapy je navrhnout nový vnitřní mechanismus řazení, který by dovolil zkrácení délky převodovky o 5 % oproti stávající koncepci. Navržený mechanismus bude vyzkoušen na experimentálním setrvačnickovém stanovišti v laboratorních ČVUT v Praze. Pro porovnání vlastností mezi novým mechanismem a standardní synchronizační spojkou, bude setrvačnickový stav doplněn o robota řazení zajišťující zkoušky synchronizačních spojek podle předepsaných metodik. Stav na zkoušky řazení bude upravován do finální podoby v letech 2012 až 2013 pracovníky ČVUT v Praze, od roku 2014 by měl na experimentálním stanovišti běžet zkušební provoz pro standardní zkoušky synchronizačních spojek. V roce 2012 a 2013 proběhne rešerše stávajících systémů řazení a definice parametrů synchronizačních spojek pro použití ve znalostní databázi DASY. Od roku 201 do 2015 bude probíhat návrh, výpočet a výroba nového vnitřního mechanismu řazení. V roce 2016 bude nový mechanismus řazení zkušební na zkušebním stanovišti a optimalizován. V roce 2017 proběhne návrh převodovky s novým mechanismem řazení a porovnání jejich vlastností se standardní koncepcí.

Výsledky pracovního balíčku [edit](#)

- WP16V001: Zkušební stav pro zkoušky interních mechanismů řazení.
- WP16V002: Databáze vlivu vybraných výrobních tolerancí ozubení a montážních chyb ve vztahu k jeho hluku a vibracím.
- WP16V003: Realizace experimentálního zkušebního standu pro deformační zkoušky převodovek.
- WP16V004: Databáze vlivu součinitele záběru profilu a součinitele záběru krokem evolventního ozubení ve vztahu k hluku a vibracím standardního a nestandardního profilu.
- WP16V005: Funkční vzorek řadicí spojky.
- WP16V006: Realizace testovacího standu pro měření chyby převodu ozubení.
- WP16V007: Návrh modifikací ozubení pro převodovky partnera vedoucí ke snížení hluku a vibrací ozubení a zvýšení životnosti.
- WP16V008: Návrh převodovky s novým mechanismem řazení.
- WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

Výsledky pracovního balíčku [edit](#)

- WP16V001: Zkušební stav pro zkoušky interních mechanismů řazení.
- WP16V002: Databáze vlivu vybraných výrobních tolerancí ozubení a montážních chyb ve vztahu k jeho hluku a vibracím.
- WP16V003: Realizace experimentálního zkušebního standu pro deformační zkoušky převodovek.
- WP16V004: Databáze vlivu součinitele záběru profilu a součinitele záběru krokem evolventního ozubení ve vztahu k hluku a vibracím standardního a nestandardního profilu.
- WP16V005: Funkční vzorek řadicí spojky.
- WP16V006: Realizace testovacího standu pro měření chyby převodu ozubení.
- WP16V007: Návrh modifikací ozubení pro převodovky partnera vedoucí ke snížení hluku a vibrací ozubení.
- WP16V008: Návrh převodovky s novým mechanismem řazení.
- WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

Výsledek WP16V009: ontologické propojení

Last visited: UserLogout | UserLogin | CKAPJB main page | WP16 | WP16V009

WP16V009

Edit More

Created by WikiGysoy on 23 September 2016, at 07:04

Contents

[hide]

- 1 WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.
 - 1.1 Implementace datových struktur.
 - 1.1.1 Model overview
 - 1.1.2 Penetration model based on simplified gear geometry
 - 1.1.3 Penetration model based on 3D gear geometry
 - 1.1.4 Results
 - 1.2 Výstupy do DASY

WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

edit

Dynamický model záběru čelního a šikmého ozubení pro získání průběhu budících sil v záběru - hlavního interního zdroje vibrací v převodovce. Posouzení vlivu změny parametrů ozubení na velikost a průběh budících sil. Aplikace takto stanoveného buzení v celkovém lineárnizovaném modelu (první úrovně) automobilové převodovky.

Druh výsledku podle struktury databáze RIV: R - software

Termín dosažení výsledku: 12/2017

Implementace datových struktur.

edit

Model overview

The model of a **gearbox** is in Fig 1. The parameters of the mating gears are: normal module m_n , pinion and wheel number of teeth z_p and z_w , normal pressure angle α_n , pitch helical angle β_p , center distance d , pinion and wheel moments of inertia I_p and I_w , pinion and wheel loads M_p and M_w , teeth contact stiffness K and damping D . The interaction force between the teeth is represented by the force F_c . This interaction could be denoted as the gear mesh force, which is calculated from the teeth penetration and the teeth contact stiffness.

Last visited: UserLogout | UserLogin | CKAPJB main page | WP16 | WP16V009

Editing WP16V009

rename back to article More

Created by WikiGysoy on 23 September 2016, at 07:04

Last save: never

Heading 1 Font la... B I U WikiText

WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

Dynamický model záběru čelního a šikmého ozubení pro získání průběhu budících sil v záběru - hlavního interního zdroje vibrací v převodovce. Posouzení vlivu změny parametrů ozubení na velikost a průběh budících sil. Aplikace takto stanoveného buzení v celkovém lineárnizovaném modelu (první úrovně) automobilové převodovky.

Druh výsledku podle struktury databáze RIV: R - software

Termín dosažení výsledku: 12/2017

Implementace datových struktur.

Model overview

The model of a **gearbox** is in Fig 1. The parameters of the mating gears are: normal module m_n , pinion and wheel number of teeth z_p and z_w , normal pressure angle α_n , pitch helical angle β_p , center distance d , pinion and wheel moments of inertia I_p and I_w , pinion and wheel loads M_p and M_w , teeth contact stiffness K and damping D . The interaction force between the teeth is represented by the force F_c . This interaction could be denoted as the gear mesh force, which is calculated from the teeth penetration and the teeth contact stiffness.

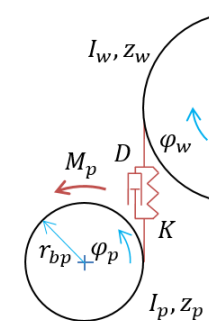


Fig 1: Gear model.

Data toolbar	
Annotate	Create
Gearbox parameters	
Working package	
Název	WP16V009 - working package 16, result 009
Anotace	Implementace datových struktur do DASY.
Výsledek podle RIV	
Název	software
Anotace	Software pro analýzu kontaktů v převodovkách
Druh	R
Datum dosažení výsledku gearbox	
Název	gearbox model
Anotace	Two wheel helical gearbox.
Annotation hints	

Vložení parametrů

Results 

The workflow of calculation is shown in Fig 4. The dynamic calculation is executed with the penetration of the teeth in contact as an input. The states are obtained and used in the penetration calculation by evaluating the contact force and by integrating dynamic equations. Penetration is obtained either using the simplified gear geometry model or by using the 3D gear geometry model. The contact force is then calculated from the penetration and its derivative.

The comparison of simulation for both models is executed using the scheme in Fig 4. The pinion gear has a prescribed acceleration and the wheel gear is loaded with white noise with a mean value 20 Nm and amplitude 10 Nm. The Initial conditions are situated in the static equilibrium of the system with a nonzero angular velocity. The basic parameters of the gearbox are in Table 1.

	Pinion gear	Wheel gear
Number of teeth z [-]	45	41
Normal module m_n [mm]	1.65	
Normal pressure angle α_n [deg]	16	
Helix angle β_p [deg]	33	
Center distance d [mm]	85	

Table 1: Basic gear parameters of simulated gearbox

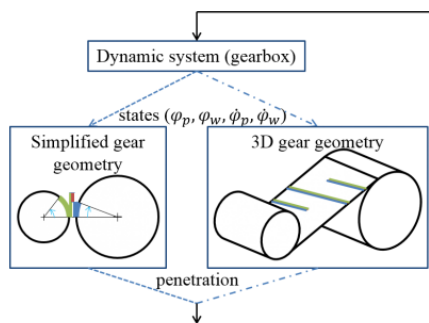


Fig 4: Simulation workflow

own in Fig 4. The dynamic calculation is executed with the penetration of the teeth in contact as an input. The states are obtained by evaluating the contact force and by integrating dynamic equations. Penetration is obtained either using the simplified gear geometry model or by using the 3D gear geometry model. The contact force is then calculated from the penetration and its derivative.

both models is executed using the scheme in Fig 4. The pinion gear has a prescribed acceleration and the wheel gear is loaded with white noise with a mean value 20 Nm and amplitude 10 Nm. The Initial conditions are situated in the static equilibrium of the system with a nonzero angular velocity. The basic parameters of the gearbox are in Table 1.

	Pinion gear	Wheel gear
Number of teeth z [-]	P 45	P 41
Normal module m_n [mm]	P 1.65	
Normal pressure angle α_n [deg]	P 16	
Helix angle β_p [deg]	P 33	
Center distance d [mm]	P 85	

Table 1: Basic gear parameters of simulated gearbox

Data toolbar

Categories

Annotate | Create
Gearbox parameters

Properties

stiffness	Anotace	Damping of two mating gears interaction.
	Název	Gear teeth stiffness
	Anotace	Stiffness of two gears teeth connection.
Number of teeth value		45
Number of teeth value		41
Normal module value		1.65
Normal pressure angle value		16
pitch helical angle value		33
center distance value		85

Annotation hints

The contact forces from the simplified model and 3D model are compared in graphs in the frequency domain for different pinion angular velocities. The simulation ranges from pinion angular velocity 100 rpm to 10000 rpm.

Výstupy do DASY

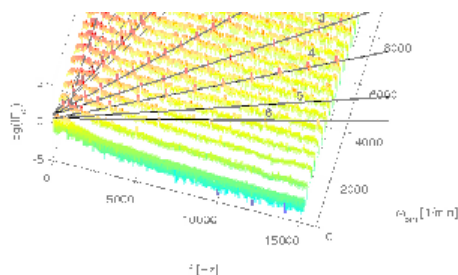


Fig 9: Simulation with the 3D gear mesh model with partly applied tooth flank modifications.

Query Interface

Create query

Main Query

Add Category Add Property Add Instance

Query Outline

Query Code

Main Query

- ☒ Gearbox parameters
 - ☒ Number of teeth value
 - = all values
 - ☒ Normal module value
 - = all values
 - ☒ Normal pressure angle value
 - = all values
 - ☒ Pitch helical angle value
 - = all values

Query Options

Result Preview Show full result

	Number of teeth value	Normal module value	Normal pressure angle value	Pitch helical angle value	Center distance value
WP16V009	45 41	1.65	16	33	85

Výstupy do DASY

Insert Query Cancel

*Zpracování sémantických
dat použitím dotazu*

Výstupy do DASY 

Name	Number of teeth value	Normal module value	Normal pressure angle value	Pitch helical angle value	Center distance value
WP16V009	45 41	1.65	16	33	85

Category: Gearbox parameters

Kategorizace stránek

Použité ontologie CKAPJB a „Rozpadu“ auta

Použité ontologie [edit](#)

CKAPJB ontologie [edit](#)

Name	Subproperty of	Has type	Has fields
Centrum kompetence		Record	Property:Název, Property:Anotace
Working package	Centrum kompetence	Record	Property:Název, Property:Anotace
Working package result	Working package	Record	Property:Název, Property:Anotace

"Rozpad" ontologie [edit](#)

Name	Subproperty of	Has type	Has fields
Gearbox		Record	Property:Název, Property:Anotace
Center distance	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Normal module	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Normal pressure angle	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Number of teeth	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Pitch helical angle	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace

Facts about CKAPJB main page

RDF feed

Centrum kompetence CKAPJB (Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka) +

This page was last modified on 27 September 2010, at 00:30. This page has been accessed 190 times.



Imprint

About DataWiki

Special pages

Privacy policy

Query Interface

Data Explorer

Faceted Search

Preferences

Recent changes

New pages

Popular pages

Návrh dalšího postupu v balíčku **WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY**

Návrh dalšího postupu včetně návrhů na spolupráci a realizaci výstupů

Workshopy k OntoDASY v listopadu-prosinci 2016 a únoru 2017

Workshop k závěrečné zprávě a shrnutí výsledků červen 2017

Uložení dat do soukromých WIKI a jejich propojení říjen 2017 k diskusi na Herbertově 2017

Děkuji :

TA ČR za poskytnutou podporu

kolegyním a kolegům za vzornou spolupráci

Vám za pozornost a za dotazy

Abstract of WP01 Design Assistance SYstem - 2016

Results

The workflow of calculation is shown in Fig. 4. The dynamic calculation is executed with the penetration of the teeth in contact as an input. The states are obtained and used in the penetration calculation by evaluating the contact force and by integrating dynamic equations. Penetration is obtained either using the simplified gear geometry model or by using the 3D gear geometry model. The contact force is then calculated from the penetration and its derivative.

The comparison of simulation for both models is executed using the scheme in Fig. 4. The pinion gear has a prescribed acceleration and the wheel gear is loaded with white noise with a mean value 20 Nm and amplitude 10 Nm. The initial conditions are situated in the static equilibrium of the system with a nonzero angular velocity. The basic parameters of the gearbox are in Table 1.

	Pinion gear	Wheel gear
Number of teeth z	21	41
Normal module m_n [mm]	1.65	1.65
Normal pressure angle α_n [deg]	16	16
Helix angle β_p [deg]	33	33
Center distance d [mm]	85	85

Table 1: Basic gear parameters of simulated gearbox

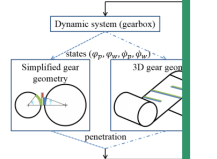
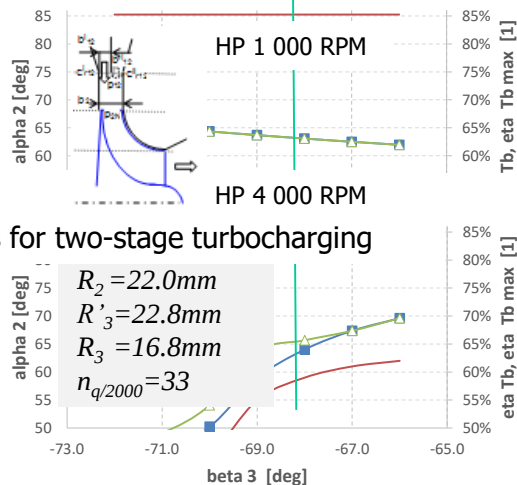
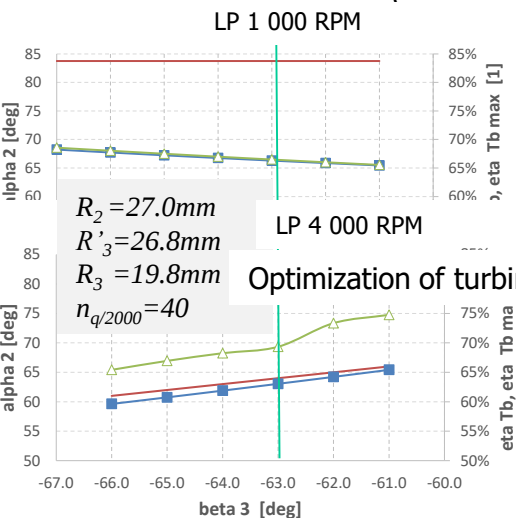
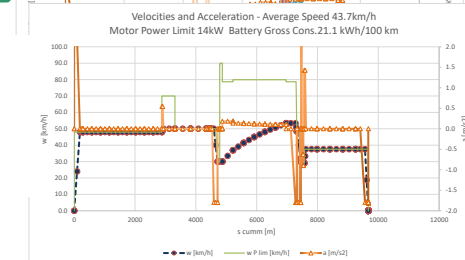
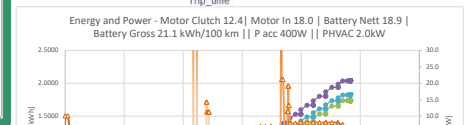
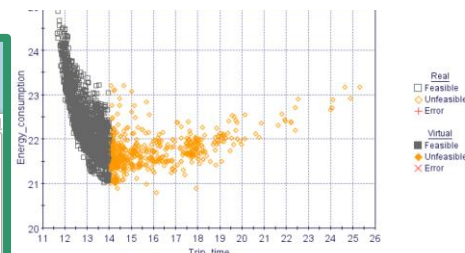


Fig. 4: Simulation workflow

The contact forces from the simplified model and 3D model are compared in graphs in the frequency domain for different pinion angular velocities. The simulation ranges from pinion angular velocity 100 rpm to 1000 rpm.

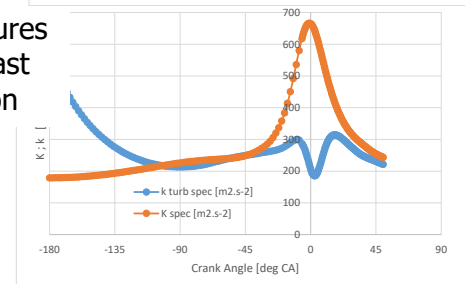
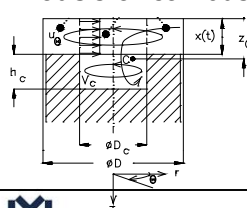


Pareto curve energy consumption/trip time for finding optimum limits of power/acceleration



Cumulative energy consumption/unsteady power and schedule of speed/acceleration

Simplified model of coherent flow structures and turbulence for fast models of combustion

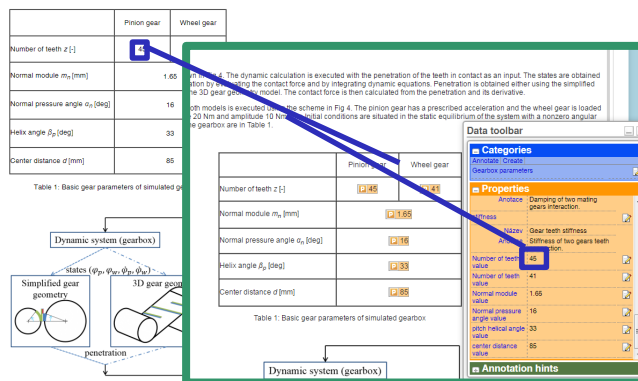


Výtah z prací r. 2016 WP01 Znalostní databáze projektu DASY

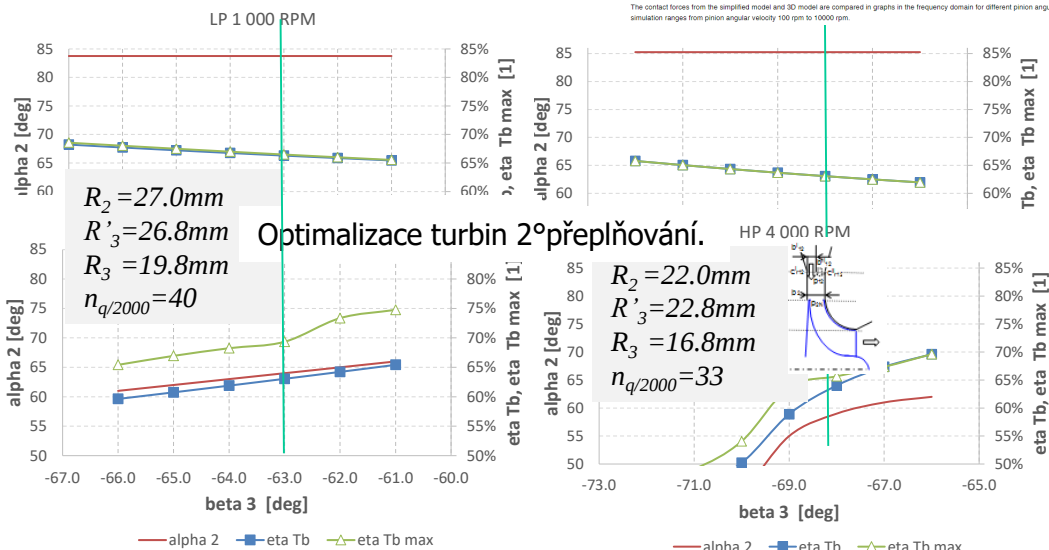
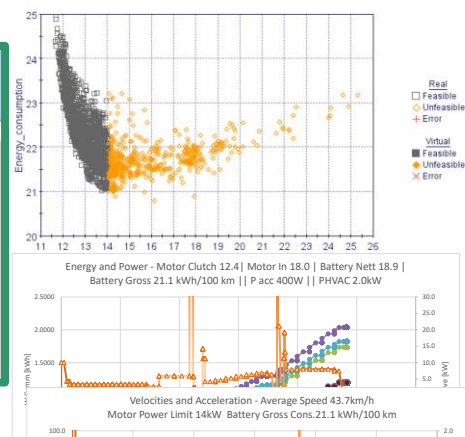
Řešení optimalizačních úloh genetickým algoritmem (elektromobil pro velmi dlouhé trasy s celkovou prediktivní optimalizací se zobecněnými parametry pro adaptivitu v reálném čase za jízdy). **Tvorba rychlého aplikačního SW** pro optimalizační výpočty hnací jednotky automobilů: **model turbíny** na střední proudnici upravený pro optimalizaci a **model proudění ve válci** pro optimalizační výpočty spalování. **Příprava OntoDASY** jakožto znalostního systému s možností strukturovaného uložení kvalitativních informací.

The workflow of calculation is shown in Fig. 4. The dynamic calculation is executed with the penetration of the teeth in contact as an input. The states are obtained and used in the penetration calculation by evaluating the contact force and by integrating dynamic equations. Penetration is obtained either using the simplified gear geometry model or by using the 3D gear geometry model. The contact force is then calculated from the penetration and its derivative.

The comparison of simulation for both models is executed using the scheme in Fig. 4. The pinion gear has a prescribed acceleration and the wheel gear is loaded with white noise with a mean value 20 Nm and amplitude 10 Nm. The initial conditions are situated in the static equilibrium of the system with a nonzero angular velocity. The basic parameters of the gearbox are in Table 1.

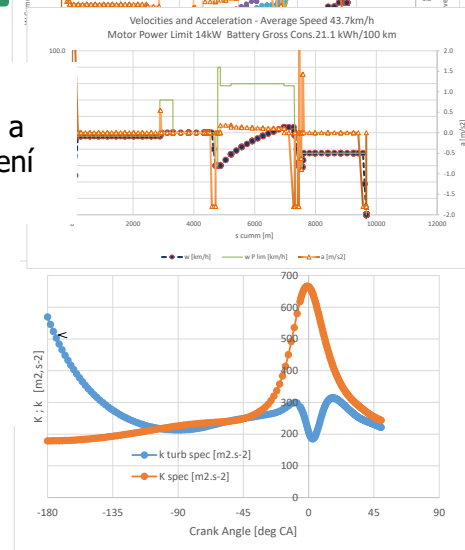
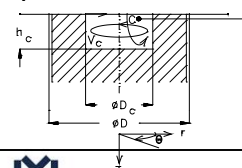


Pareto křivka energie/čas pro BEV s optimálním omezením zrychlení/výkonu



Kumulativní spotřeba energie/okamžitý výkon a průběh rychlosti /zrychlení v optimu

Zjednodušený model koherentní proudové struktury a turbulence ve válci pro simulaci hoření

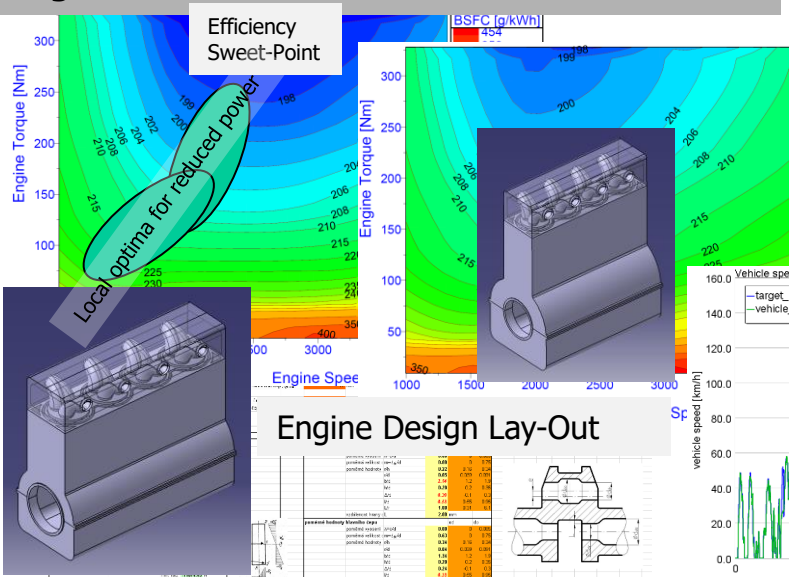
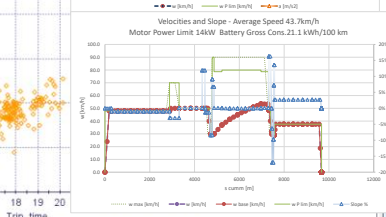
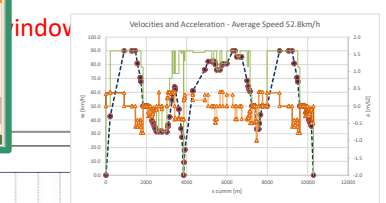
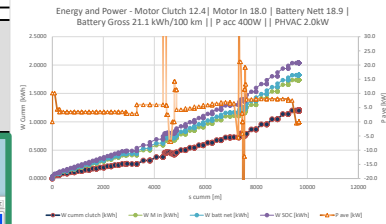
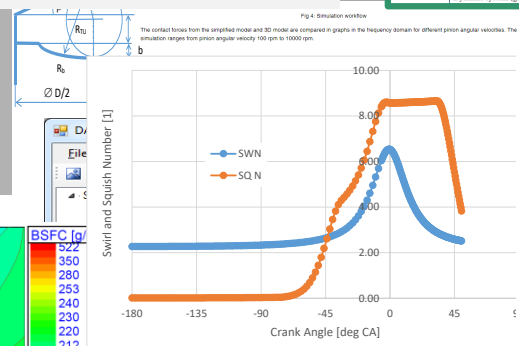
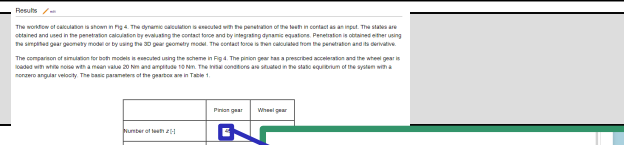


Design Assistance SYstem – DASY – Applied to e-car and downsized ICE

DASY links components, parameters and methods: simulation (input from CAD), CAD (input of results from simulation) and experiments (calibration inputs for simulation).

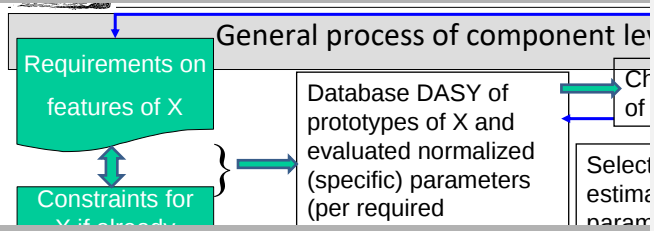
It enables the holistic approach to powertrain optimization starting at early stage of design by combining previous experience condensed to empirical algebraic relations with virtual engine models.

DASY was applied to basic concept design and optimization of ICE and electric powertrains with a feed-back to design lay-outs.

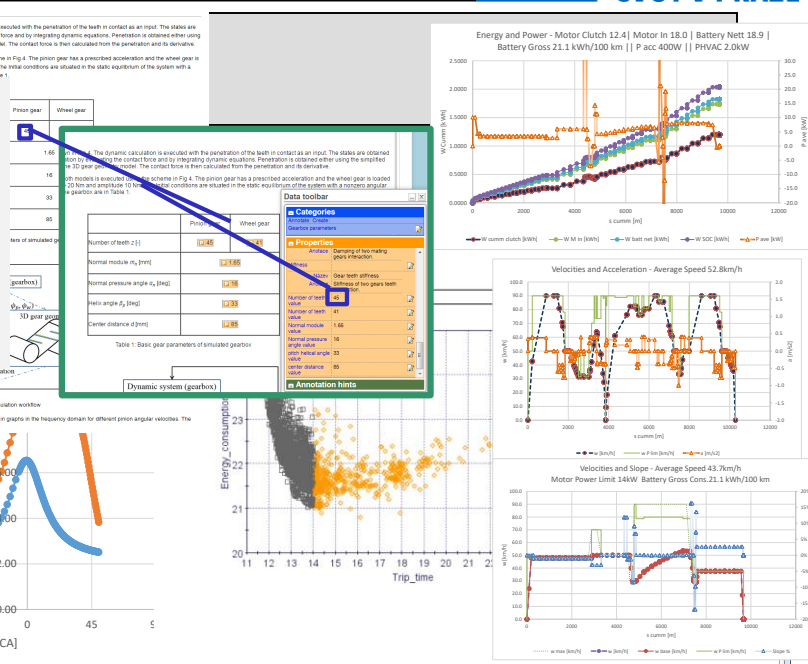


DASY v. 2.0
Solution of reverse (or any other) task. Separation of model and task definition. Known and unknown parameters are defined after the model definition. Link to external procedures.
Gauss-Newton algorithm and response surfaces.
Advanced **multi-objective optimization algorithm** based on SPEA2 genetic algorithm with support of constraints.
Interaction with any existing software packages - data to/from files. Interaction simulation ⇒ parametric CAD with optimized changes. OntoDASY for qualitative information.

Abstrakt WP01 Znalostní databáze projektu – DASY 2012-2016

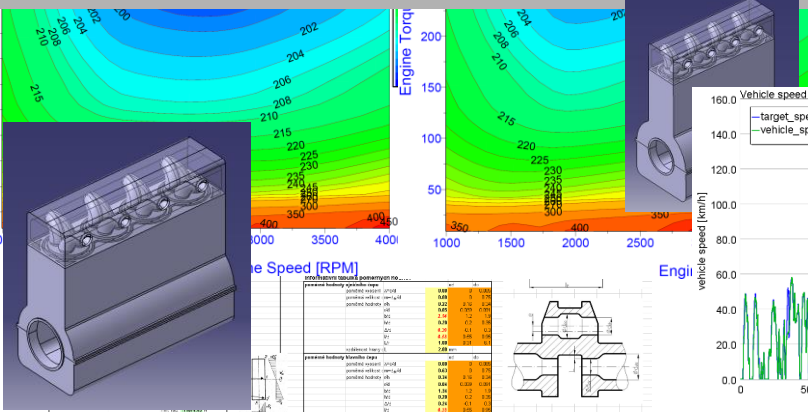


DASY byla aplikována na posouzení koncepce a optimalizaci hnacích jednotek se spalovacími i elektrickými motory se zpětnou vazbou na konstrukci.



DASY spojuje komponenty, parametry a metody: simulace se vstupy z CAD, konstrukci v CAD se vstupy z optimalizace a experimenty (kalibrační vstupy pro simulaci).

Umožňuje holistický přístup k optimalizaci hnacích jednotek vozidel od časně fáze návrhu kombinací zkušeností soustředěné do empirických konstrukčních směrníc s plnorozměrovými simulačními metodami virtuálních motorů.



Řešení inverzních a dalších nekonvenčních úloh. Oddělení definice modelu a úlohy. Závislé a nezávislé parametry se definují mimo popis modelu. Je možné použít **vazbu na externí procedury**. Gauss-Newtonův algoritmus a regresní náhrada výsledků složitých externích procedur. Pokročilý vícekritériální **optimalizační genetický algoritmus SPEA2** s omezujícími parametry. **Interakce je možná s jakýmkoli existujícím SW používajícím vstupní/výstupní soubory.** Zpětná vazba optimalizovaných proměnných na parametrický CAD. **OntoDASY pro kvalitativní informace.**

Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY

Přílohy

Fakulta strojní

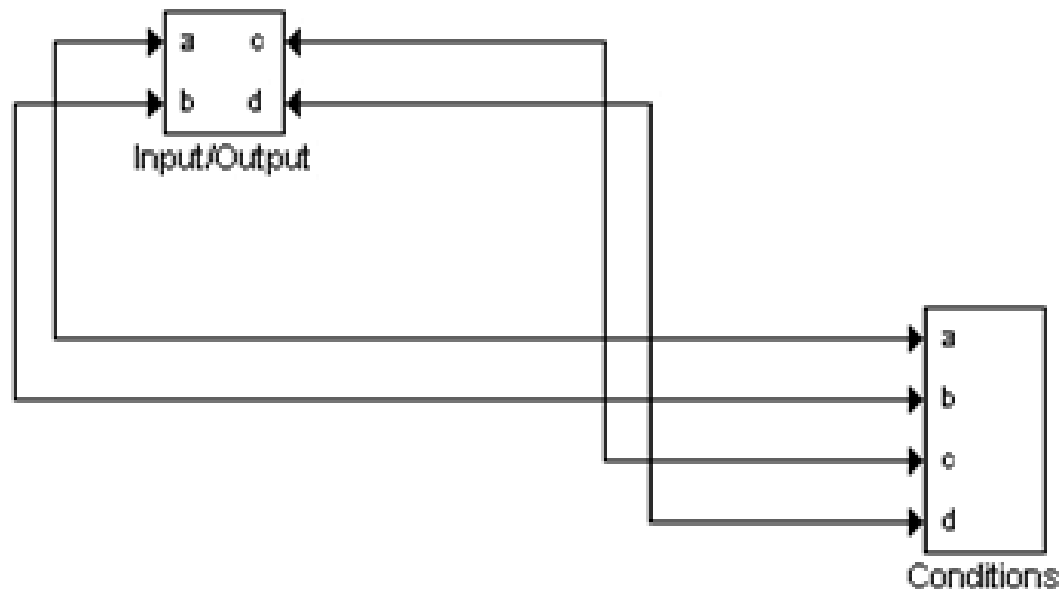
Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
katedra 347 – Částí a mechanismů strojů

- **Program DASY**
- **Geometrie, CSNw**

Ing. Miroslav Burián
prof. Dr. Ing. Miloš Němček

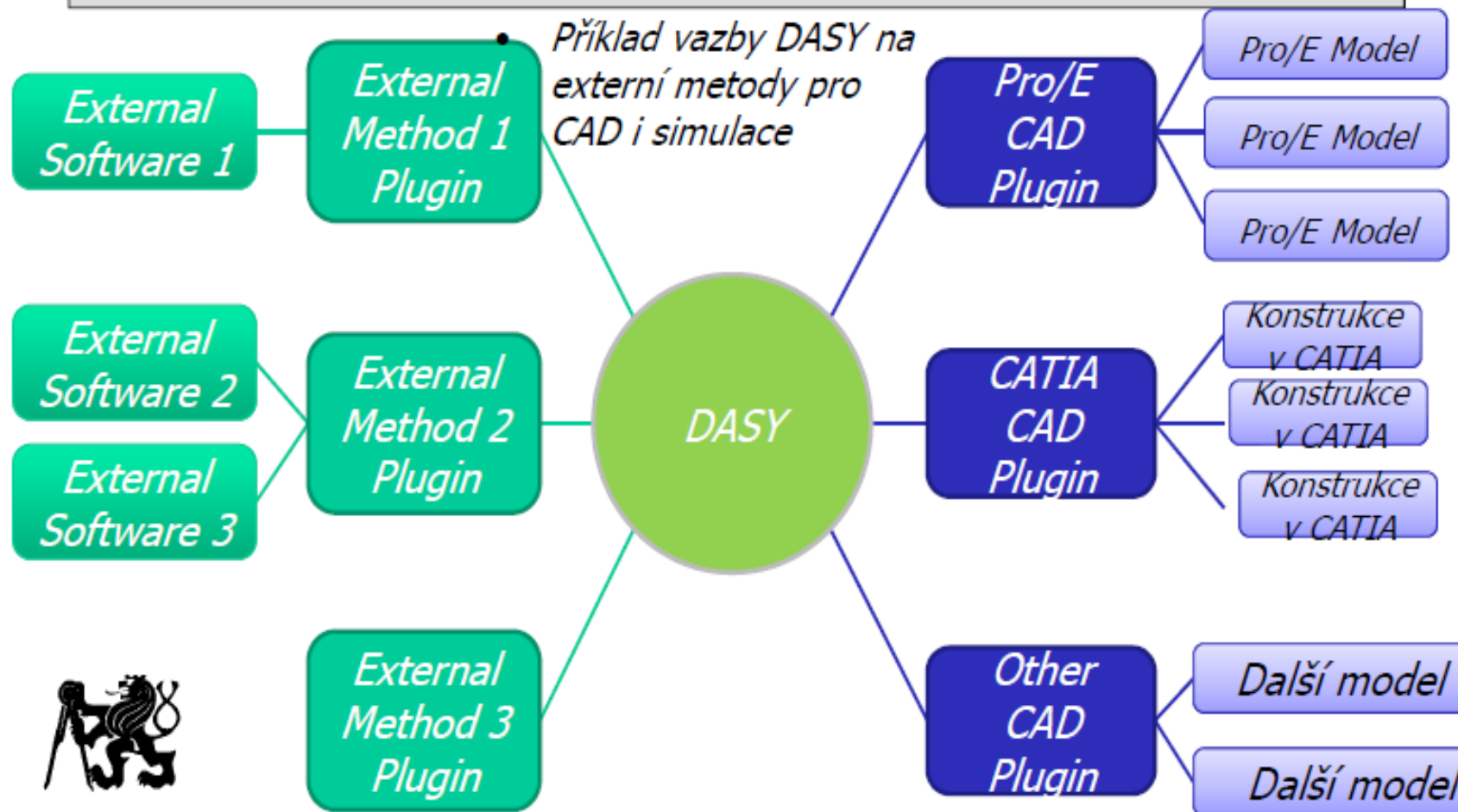
Program DASY

- komunikace mezi různými softwarovými programy
- virtuální zakreslení pomocí blokových schémat
- lze provádět různé algoritmy pro výpočet
- lze vyřešit optimalizační úlohy aj.
- program vytvořil pan Sergii Bogomolov z ČVUT v Praze



Program DASY

Popis plnění balíčku WP01VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASY



Program Geometrie

- komplexní geometrická kontrola ozubení
- kontrola geometrie čelních ozubených kol
 - vnějších i vnitřních
 - s příkými a šikkými zuby
- kontrola kuželových ozubených kol
 - s příkými a šikkými zuby
- libovolný základní profil
- předepsaná osová vzdálenost, vyrovnání skluzů, zaoblení paty aj.
- výpočet všech kontrolních rozměrů pro čelní kola.
- program vytvořil pan prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Program Geometrie

Geometrický výpočet ozubení

Zadáni | *Typy ozubení* | *Identifikace* | ☒ **Vnější** | ☐ Vnitřní | ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	2	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	25	
Počet zubů kola	z_2	40.0	
Sklon zubů roztečný	β	0.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	20	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	0.000000	
Korekce pastorku	x_1	0.155385	
Korekce kola	x_2	-0.155385	
Osová vzdálenost pracovní	a	65.000000	[mm]
Úhel záběru provozní	α_{wt}	20.000000	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

Nuluj | Rozdělit korekce | Vyr.skluzu β ☐

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{aP1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{aP2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{P1}^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_{P2}^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fP1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{fP2}^*	0.3800	
Úhel profilu	α_p	20.0000	[°]

Nástroje

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	54.62154	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	83.37846	[mm]

Výpočetní hlavové průměry

KOMPLEXNÍ KONTROLA | ☒ DEC | ☐ DMS | Uložit vstupy | Načíst vstupy | Help | Konec

Program CSNw

- pevnostní kontrola čelních (vnějších i vnitřních) ozubených kol podle ČSN 01 4686
 - zjednodušená
 - úplná
- i pro soukolí s trváním záběru profilu větším než 2 (podle DIN nebo ISO).
- Wöhlerova křivka na dotyk a pro ohyb
- program vytvořil pan prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Pr

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

☒ ČSN ☐ DIN (B) ☐ DIN (C)

Úplný výpočet | Zjednodušený výpočet

Typ ozubení

☒ Vnější

☐ Vnitřní

Geometrie

Materiály

Zatížení

Rozměry

Přesnost

KHB

Součinitele

Ulož

Načti

Help

Konec

Výpočet

OHYB

σ_{F1}	= 123.1	σ_{F2}	= 111.6
σ_{FP1}	= 833.6	σ_{FP2}	= 839.6
S_{F1}	= 6.773	S_{F2}	= 7.524
σ_{Fmax1}	= 246.2	σ_{Fmax2}	= 223.2
σ_{FPmax1}	= 1683.6	σ_{FPmax2}	= 1763.8
K_F	= 2.517	K_{Fv}	= 1.210
$K_{F\alpha}$	= 1.635	$K_{F\beta}$	= 1.273
Y_ϵ	= 0.689	Y_β	= 1.000
Y_{FS1}	= 4.257	Y_{FS2}	= 3.859
Y_{Fa1}	= 2.800	Y_{Fa2}	= 2.405
Y_{Sa1}	= 1.520	Y_{Sa2}	= 1.605
Y_{Sarel1}	= 1.000	Y_{Sarel2}	= 1.000
Y_{N1}	= 1.000	Y_{N2}	= 1.000
Y_{X1}	= 1.000	Y_{X2}	= 1.000
$Y_{\delta1}$	= 1.191	$Y_{\delta2}$	= 1.199
Y_{S1}	= 1.713	Y_{S2}	= 1.809
$Y_{\delta St1}$	= 1.539	$Y_{\delta St2}$	= 1.613
$Y_{\delta StT1}$	= 1.600	$Y_{\delta StT2}$	= 1.600

DOTYK

σ_{H1}	= 632.2	σ_{H2}	= 595.1
σ_{HP1}	= 1336.6	σ_{HP2}	= 1432.5
S_{H1}	= 2.114	S_{H2}	= 2.407
σ_{Hmax1}	= 894.1	σ_{Hmax2}	= 841.6
σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0
σ_{HO1}	= 504.1	σ_{HO2}	= 474.6
Z_B	= 1.062	Z_D	= 1.000
K_H	= 1.573	K_{Hv}	= 1.210
$K_{H\alpha}$	= 1.000	$K_{H\beta}$	= 1.300
K_A	= 1.000	K_{AS}	= 2.000
Z_ϵ	= 0.888	Z_H	= 2.495
Z_{N1}	= 1.052	Z_{N2}	= 1.128
Z_E	= 191.646	Z_β	= 1.000

Omezující parametry pro výpočet

- normální modul bude větší jak 0

$$m_n > 0$$

- počet zubů na pastorku (z_1) bude menší než počet zubů na kole (z_2)

$$z_1 < z_2$$

- počet zubů na parku a na kole bude celé číslo

$$z_1, z_2 \in \mathbb{Z}$$

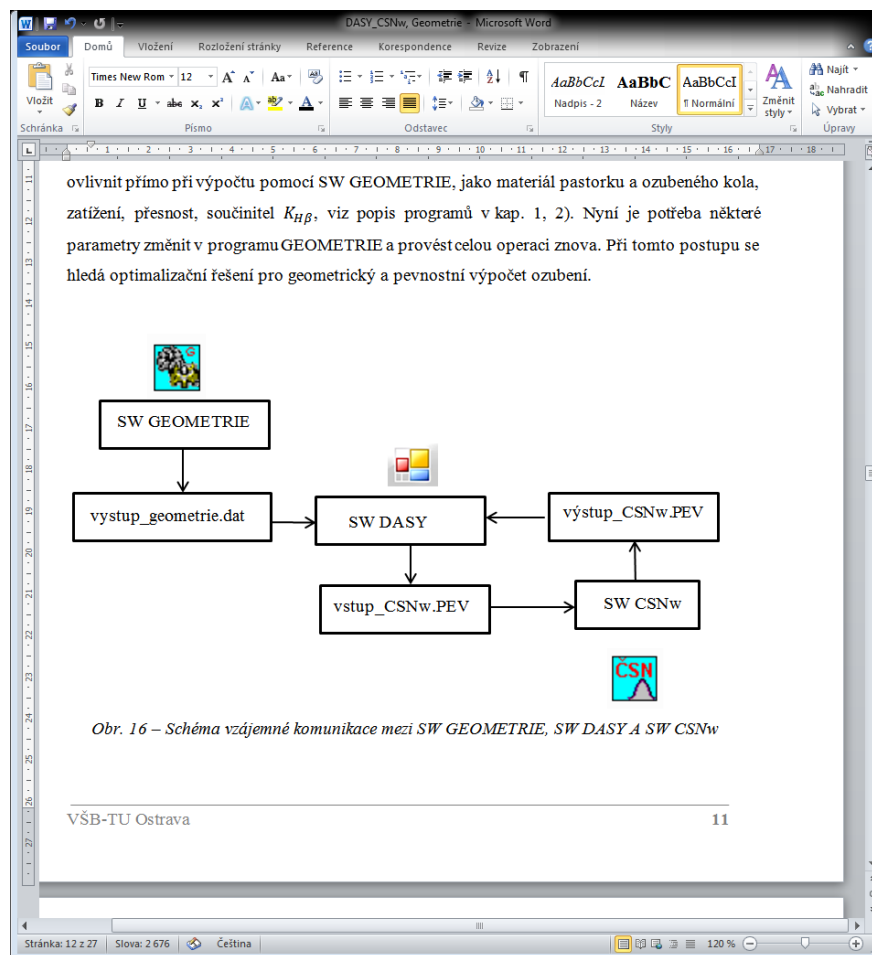
- úhel sklonu zubů

$$\beta \geq 0$$

- společná šířka kol

$$b > 0$$

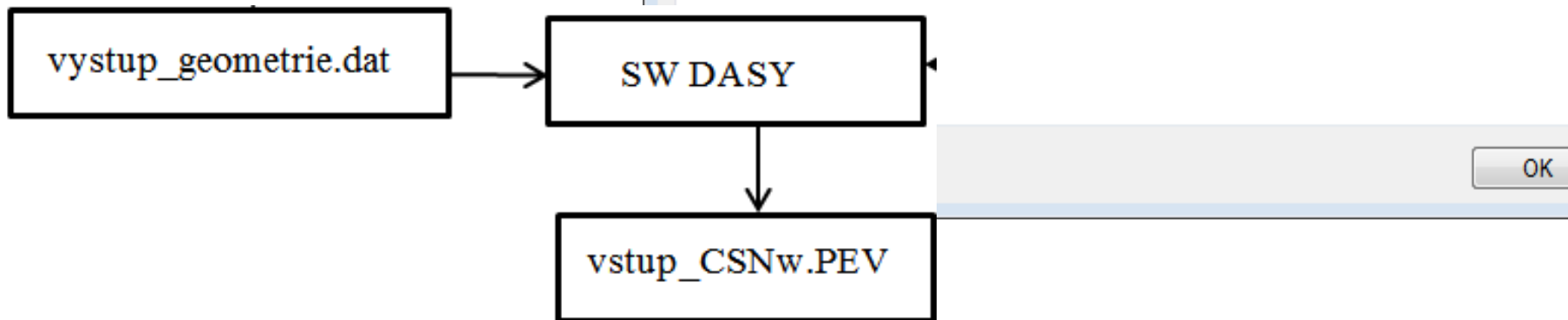
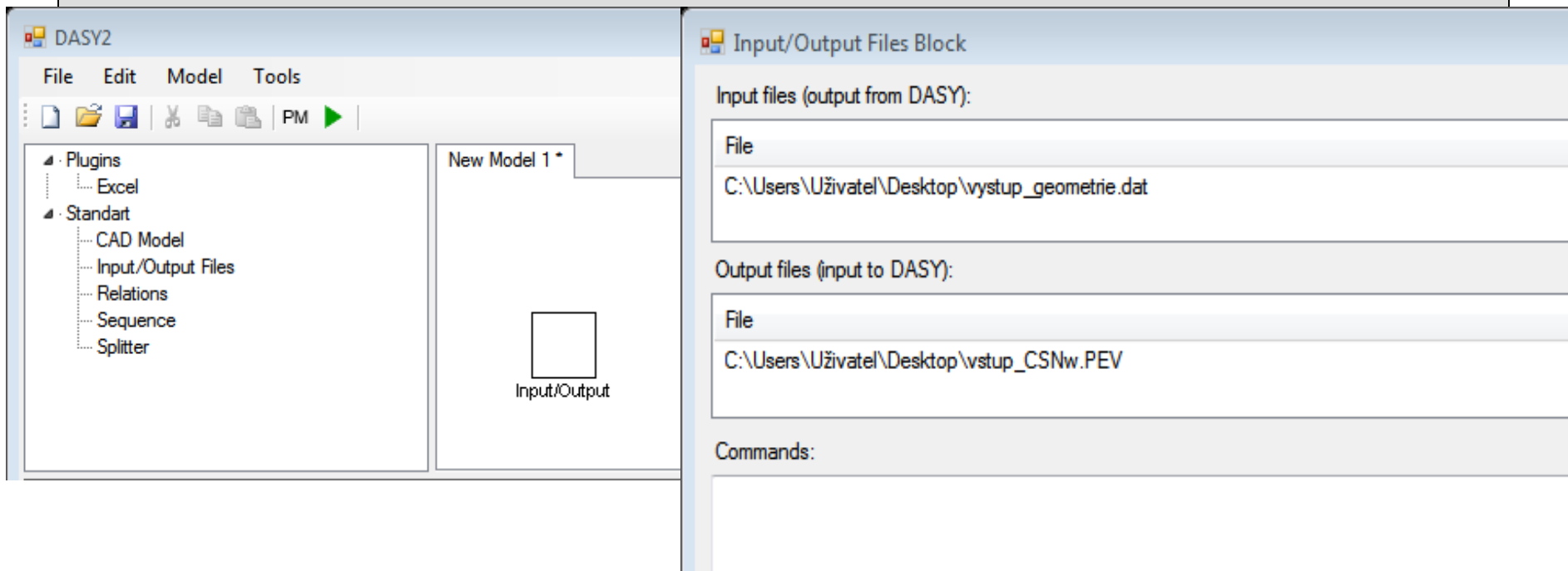
Komunikace DASY, GEOMETRIE a CSNw



Parametry výstupního souboru programu

vystup_geometrie - Poznámkový blok				vystup_geometrie - Poznámkový blok			
Soubor Úpravy Formát Zobrazení Nápověda				Soubor Úpravy Formát Zobrazení Nápověda			
Typ ozubení				Délka dotyku 1 páru zubů			
Normální boční vůle	Jn	[mm]		Lpmax	[mm]	10.0000	
Počet zubů	Z	[-]	20	Lsmin	[mm]	10.0000	
Počet zubů náhradního kola	Zn	[-]	20.000	Lsmax	[mm]	20.0000	
Normální modul	mn	[mm]	1.000	Pt	[mm]	3.14159	
Celní modul	mt	[mm]	1.000	Ptb	[mm]	2.95213	
Uhel sklonu zubu roztečný	P	n	0	Kontrolní rozměr přes zuby	w	7.66044	13.84481
Uhel sklonu zubu základní	Pb	[°]	0	Měřeno na průměru	dw	20.29510	40.05639
Uhel záběru čelní	B	n	20.00000	Počet měřených zubů	zw	3	5
Uhel záběru provozní	awt	[°]	20.00000	Minimální šířka kola pro měření	bmin	-	-
Osová vzdálenost provozní	a	[mm]	30.00000	Měřená konstanta, tloušťka zubu	sc	1.38705	1.38705
Osová vzdálenost roztečná	ad	[mm]	30.00000	Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	hc	0.74758	0.74758
Osová vzdálenost hezvuřová	ajn	[mm]	30.00000	Kontrolní rozměr přes kuličky	M	22.37791	42.30836
Jednotková korekce bezvůlová	xjn	[-]	0	Průměr kuličky	dt	1.72445	1.69673
Jednotková korekce	x	[-]	0	Průměr kontaktu kuliček	dM	20.00000	40.00000
Hodnota posunutí profilu	xmin	[mm]	0	ZÁKLADNÍ PROFIL			
Jednotková změna výšky hlavy	k*	[-]	0	Poměrná výška hlavy profilu	h*ap	1.00000	1.00000
Průměr patní kružnice	df	[mm]	17.50000	Poměrná hlavová vůle profilu	c*p	0.25000	0.25000
základní kružnice	db	[mm]	18.79385	Poměrný radius paty profilu	P*fP	0.38000	0.38000
kr.začátku evolventy	dff	[mm]	18.82007	Uhel profilu	a*p	-	20.00000
kružnice začátku záběru	diif	[mm]	18.87813	HŘEBENOVÝ NASTROJ			
valivé kružnice	dw	[mm]	20.00000	Poměrná výška hlavy	h*apo	1.25000	1.25000
roztečné kružnice	d	[mm]	20.00000	Poměrný radius zaoblení hlavy	P*aprij	0.38000	0.38000
kružnice konce záběru	dna	[mm]	22.00000	Poměrná výška ke sražení	h*FfP	-	-
kružnice sražení hrany	dFa	[mm]	-	Uhel profilu sražení hrany	akpo	n	-
hlavové kružnice	da	[mm]	22.00000	Uhel profilu protuberance	aprp	n	-
Tvarový přesah	cF	[mm]	0.02903	Poměrná výška k protuberanci	h*fapo	[-]	-
Tloušťka zubu na patní kružnici	Sf	[mm]	-	Velikost protuberance	Prpo	[mm]	-
základní kružnici	Sb	[mm]	1.75618				
začátku evolventy	Sff	[mm]	1.75770				
valivé kružnici	sw	[mm]	1.57080				
roztečné kružnici	s	[mm]	1.57080				
začátku sražení	sFa	[mm]	-				
hlavové kružnici	sa	[mm]	0.69488				
výška paty	hf	[mm]	1.25000				
hlavy	ha	[mm]	1.00000				
zubu	h	[mm]	2.25000				
Společná šířka kol	b	[mm]	10.000				
Délka evolventy	ev	[mm]	1.72670				
Délka funkční evolventy	ev	[mm]	1.69758				
Měrný skluz na patě		[-]	-4.25548				
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.60281				
Poměr b/d		[-]	0.500				
Poměr b/mn		[-]	10.000				
součinitel trvání záběru profilu	Ea	[-]	1.63519				
součinitel trvání záběru krokem	Eb	[-]	0				
součinitel trvání záběru celkový	Ec	[-]	1.63519				

Nahrávání dat do SW DASY



Parametry vstupního souboru pro program CSNw

[illegible]

vstup_CSNw.PEV - Poznámkový ...

Soubor Úpravy Formát Zobrazení Nápověda

14 220

55

4.000000000000000E+0003
 1.000000000000000E+0003
 6.000000000000000E+0007
 3.000000000000000E+0007
 1.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000
 2.000000000000000E+0000
 6.000000000000000E+0001
 6.000000000000000E+0001
 6.000000000000000E+0001
 6.000000000000000E+0001
 2.000000000000000E+0001
 5.500000000000000E+0001
 0.000000000000000E+0000
 0.000000000000000E+0000
 3.000000000000000E+0001
 4.000000000000000E+0001
 0.000000000000000E+0000

8 8

2.400000000000000E+0001
 2.600000000000000E+0001
 1.300000000000000E+0000
 0.000000000000000E+0000
 0.000000000000000E+0000
 0.000000000000000E+0000
 0.000000000000000E+0000
 0.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000
 1.000000000000000E+0000

Komunikace SW programů / DASY

Komunikace mezi programy DASY – GEOMETRIE – CSNw

SW program GEOMETRIE

Název	Rozměr	PASTOREK	KOLO
Typ ozubení		Vnější	Vnější
Normální boční vůle	j_n [mm]	0.0000	0.0000
Počet zubů	z [-]	20	40
Počet zubů náhradního kola	z_n [-]	20.000	40.000
Normální modul	m_n [mm]	1.000	1.000
Čelní modul	m_t [mm]	1.000	1.000
Úhel sklonu zubu roztečný	β [°]	0	0
Úhel sklonu zubu základní	β_b [°]	0	0
Úhel záběru čelní	α_t [°]	20.00000	20.00000
Úhel záběru provozní	α_{vt} [°]	20.00000	20.00000
Osová vzdálenost provozní	a [mm]	30.00000	30.00000
Osová vzdálenost roztečná	a_d [mm]	30.00000	30.00000
Osová vzdálenost bezvůlová	a_{jn} [mm]	30.00000	30.00000
Jednotková korekce bezvůlová	x_{jn} [-]	0.24557	-0.24557
Jednotková korekce	x [-]	0.24557	-0.24557
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$ [mm]	0.24557	-0.24557
Jednotková změna výšky hlavy	k^* [-]	0	0
Průměr patní kružnice	d_f [mm]	17.99115	37.00885
základní kružnice	d_b [mm]	18.79385	37.58770
kr.začátku evolventy	d_{ff} [mm]	18.95017	38.12823
kružnice začátku záběru	d_{ff} [mm]	19.01783	38.46459
valivé kružnice	d_w [mm]	20.00000	40.00000
roztečná kružnice	d_{jn} [mm]	30.00000	30.00000

SW program CSNw

Geometrie ozubení

z_1	20.0
z_2	40.0
m_n	1.000 [mm]
β	0.0000 [°]
α_n	20.000 [°]
h_{a1}^*	1.000
h_{a2}^*	1.000
c_1^*	0.250
c_2^*	0.250
ρ_{f1}^*	0.380
ρ_{f2}^*	0.380
x_1	0.24556
x_2	-0.24556
a_w	30.000 [mm]
d_{a1}	22.491 [mm]
d_{a2}	41.509 [mm]

Automaticky vypočítáno v SW CSNw

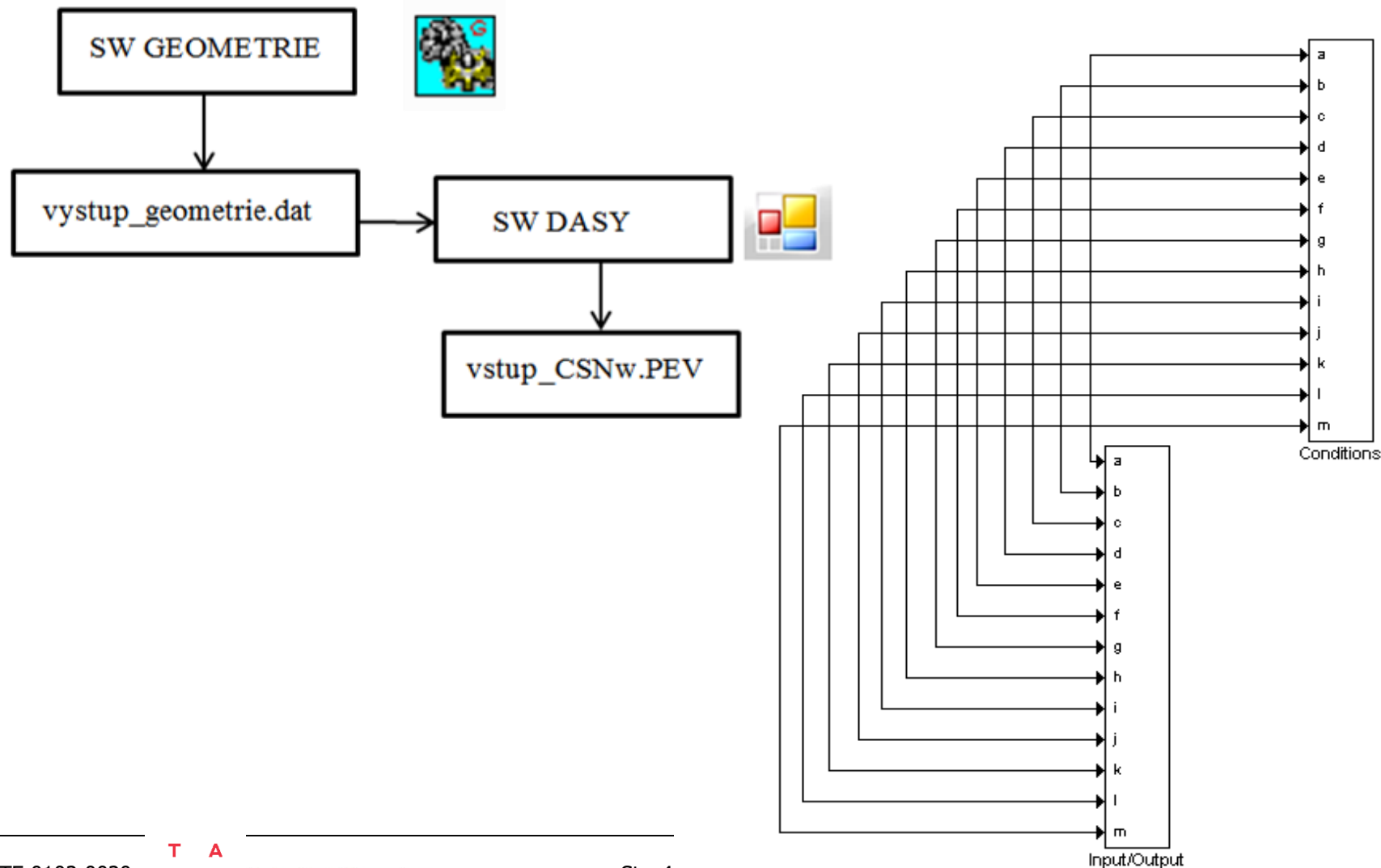
SW program GEOMETRIE

ZÁKLADNÍ PROFIL

Poměrná výška hlavy profilu	h_{aP}^* [-]	1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c_p^* [-]	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ_p^* [-]	0.38000
Úhel profilu	α_p [°]	20.00000

Obr. 26 – Znárodně převádění mezi SW Geometrie (vlevo a dole) a SW CSNw.

Přenos parametrů GEOMETRIE v DASY



Výsledek pevnostního výpočtu

ČSN 01 4686 verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
 Materiály
 Zatížení
 Rozměry
 Přesnost
 KHB
 Součinitele
 Ulož
 Načti
 Help
 Konec
 Výpočet

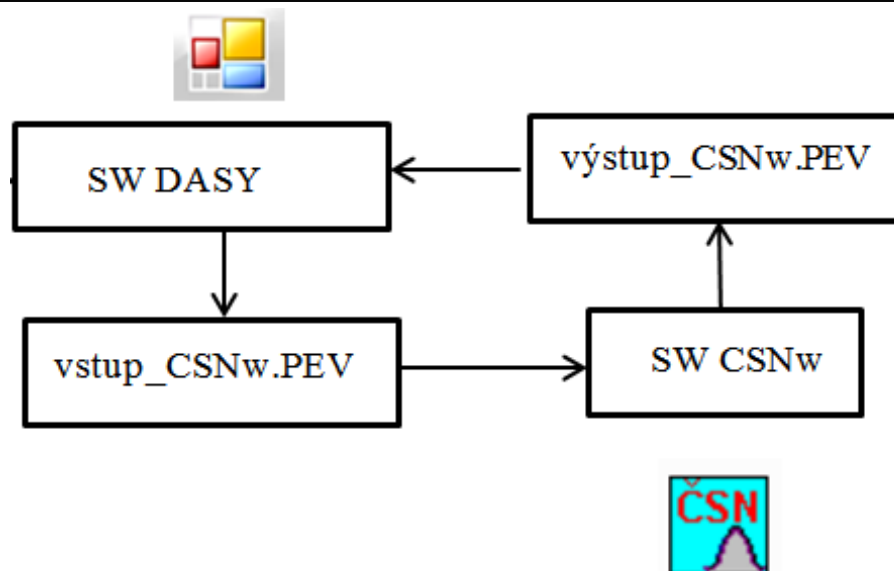
OHYB

σ_{F1} = 123.1	σ_{F2} = 111.6
σ_{FP1} = 833.6	σ_{FP2} = 839.6
S_{F1} = 6.773	S_{F2} = 7.524
σ_{Fmax1} = 246.2	σ_{Fmax2} = 223.2
σ_{FPmax1} = 1683.6	σ_{FPmax2} = 1763.8
K_F = 2.517	K_{Fv} = 1.210
$K_{F\alpha}$ = 1.635	$K_{F\beta}$ = 1.273
Y_ϵ = 0.689	Y_β = 1.000
Y_{FS1} = 4.257	Y_{FS2} = 3.859
Y_{Fa1} = 2.800	Y_{Fa2} = 2.405
Y_{Sa1} = 1.520	Y_{Sa2} = 1.605
Y_{Sarel1} = 1.000	Y_{Sarel2} = 1.000
Y_{N1} = 1.000	Y_{N2} = 1.000
Y_{X1} = 1.000	Y_{X2} = 1.000
$Y_{\delta 1}$ = 1.191	$Y_{\delta 2}$ = 1.199
Y_{S1} = 1.713	Y_{S2} = 1.809
$Y_{\delta S1}$ = 1.539	$Y_{\delta S2}$ = 1.613
$Y_{\delta St1}$ = 1.600	$Y_{\delta St2}$ = 1.600

DOTYK

σ_{H1} = 632.2	σ_{H2} = 595.1
σ_{HP1} = 1336.6	σ_{HP2} = 1432.5
S_{H1} = 2.114	S_{H2} = 2.407
σ_{Hmax1} = 894.1	σ_{Hmax2} = 841.6
σ_{HPmax1} = 2600.0	σ_{HPmax2} = 2600.0
σ_{HO1} = 504.1	σ_{HO2} = 474.6
Z_B = 1.062	Z_D = 1.000
K_H = 1.573	K_{Hv} = 1.210
$K_{H\alpha}$ = 1.000	$K_{H\beta}$ = 1.300
K_A = 1.000	K_{AS} = 2.000
Z_ϵ = 0.888	Z_H = 2.495
Z_{N1} = 1.052	Z_{N2} = 1.128
Z_E = 191.646	Z_β = 1.000

Přenos parametrů CSNw v DASY

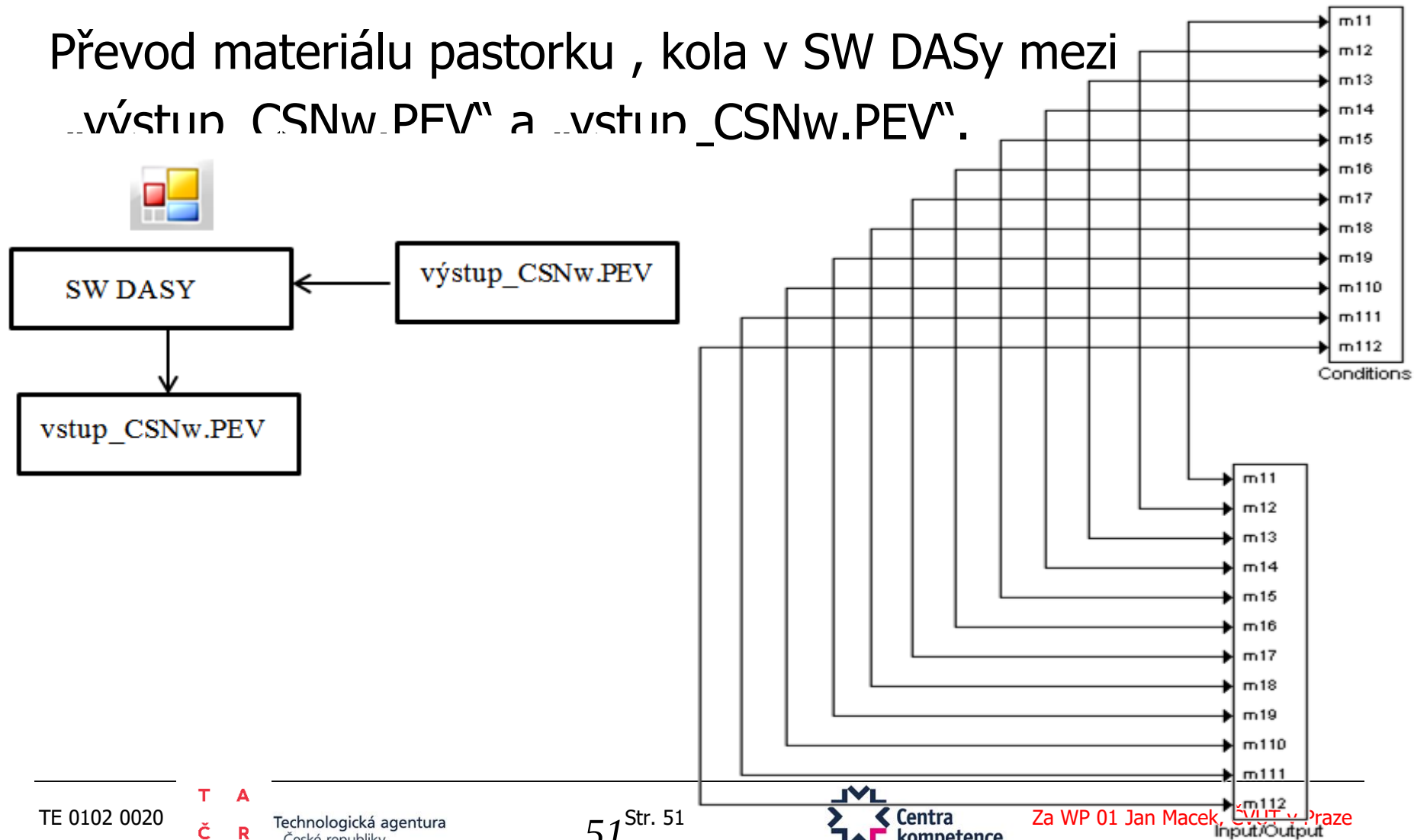


Při dalším použití programu CSNw dojde k načtení určitých parametrů:

- materiál pastorku a ozubeného kola,
- zatížení,
- přesnost,
- součinitel $K_{H\beta}$

Převod parametrů ozubení pro CSNw

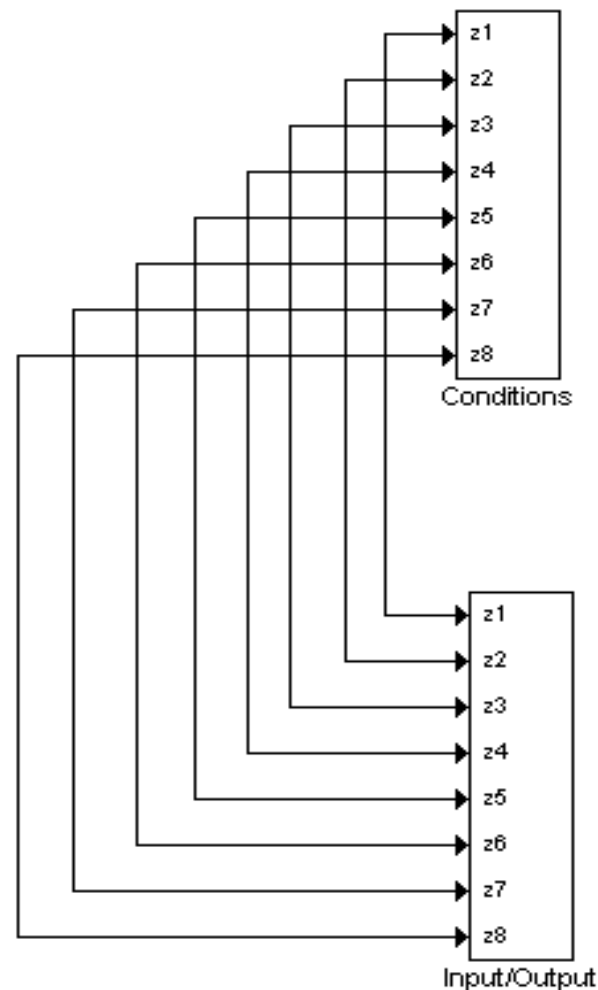
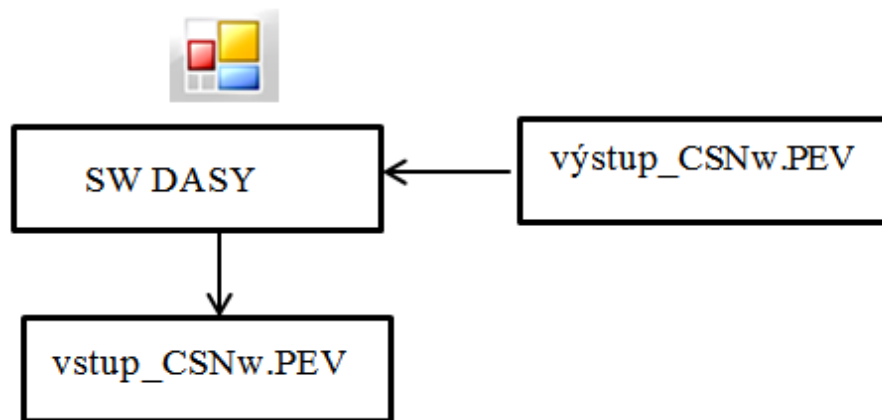
Převod materiálu pastorku , kola v SW DASy mezi
..vstup_CSNw.PFV^ a ..vstup_CSNw.PEV^.



Převod parametrů ozubení pro CSNw

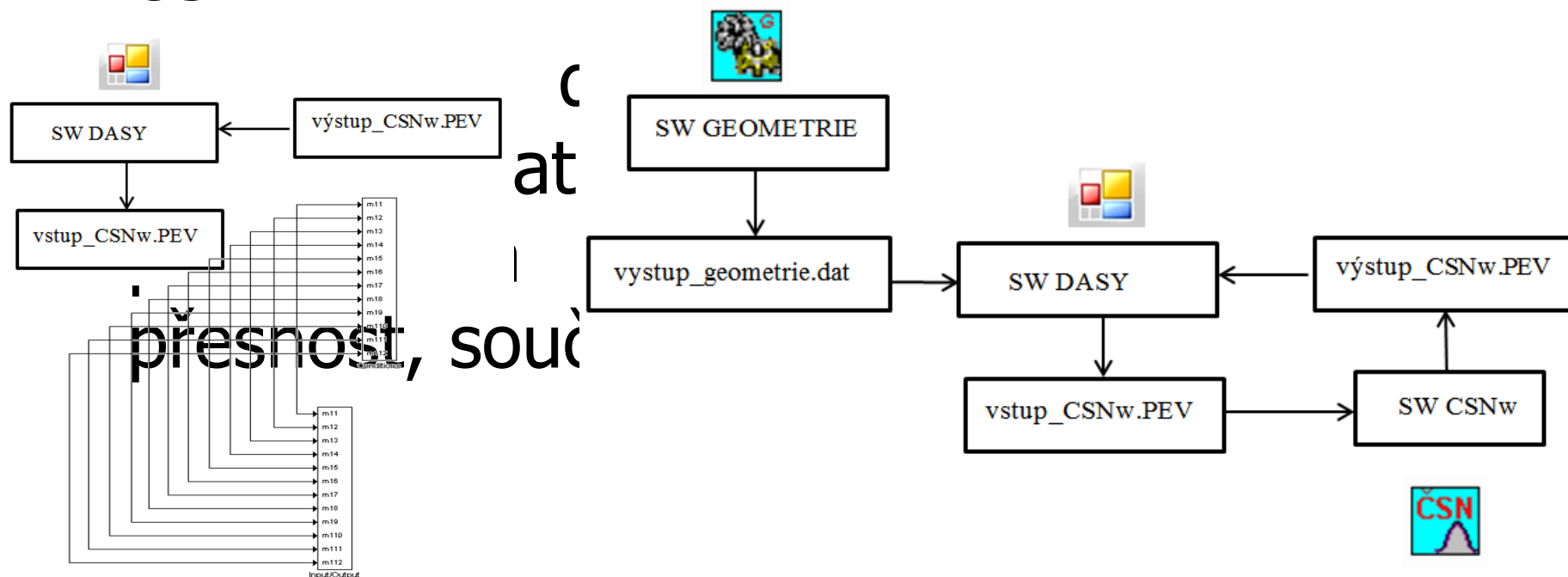
Převod zatížení v SW DASy n

výstup CSNw, DEVA a vstup



Výsledky

- Komunikace Geometrie, DASY, CSNw
- Hledání výsledku pevnostního výpočtu CSNw



VŠB - Technická
univerzita Ostrava
Fakulta strojní

prof. Dr. Ing. Miloš Němček
Katedra 347 - Částí a mechanismů strojů

www.fs.vsb.cz/347

OntoDASY

Nadstavba DASY

Ing. Zdeněk Neusser, PhD.

Příklad použití OntoDASY

- U pracovního balíčku:
 - WP16: Zdokonalení ozubených převodů pro vyšší trvanlivost, nízkou hmotnost a nízký hluk
- Výsledek
 - WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.
- Popis výsledku:
 - Dynamický model záběru čelního a šikmého ozubení pro získání průběhu budících sil v záběru - hlavního interního zdroje vibrací v převodovce. Posouzení vlivu změny parametrů ozubení na velikost a průběh budících sil. Aplikace takto stanoveného buzení v celkovém linearizovaném modelu (první úrovně) automobilové převodovky.
 - Implementace datových struktur do DASY.
- Byly vytvořeny ukázkové stránky beta verze systému OntoDASY v DataWIKI
 - <http://147.32.163.131>

Náhled na hlavní stránku

Data Explorer | Query Interface | Preferences | Change view | Neusser | Log out

My dashboard | Articles and data | Getting started with Datawiki | New page | Search this wiki

Last visited: Gearbox | UserLogout | UserLogin | CKAPJB main page

CKAPJB main page

Edit | More

Created by Neusser on 23 September 2016, at 04:36

Contents

[hide]

- 1 Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka
 - 1.1 Pracovní balíčky
- 2 Použité ontologie
 - 2.1 CKAPJB ontologie
 - 2.2 RIV ontologie
 - 2.3 "Rozpad" ontologie

Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka

edit

Cílem jsou inovace v konstrukci vozidel, hnacích jednotek a prvotních výkonových zdrojů pro

- snížení spotřeby fosilních paliv a emisí CO₂ - o 5%/5 let do r. 2015 s následně 2019 pro pohon spalovacími motory a nejméně o 50% pro spalovací motory na obnovitelná paliva nebo elektromobily (ve smyslu WTW) do r. 2017,
- emisní parametry (EURO 6+) do r. 2015,
- maximální bezpečnost, pohodlí a rozkoš z jízdy pro zákazníky různého věku a zvyklostí, zajišťující prodejnost v etapách do r. 2015 a do r. 2017
- pružné přizpůsobení proměnlivým požadavkům legislativy i interakci s infrastrukturou a dalšími vozidly s ohledem na reálnou spotřebu TTW, emise a integrovanou bezpečnost do r. 2017
- konkurenceschopnost i na rozvojových trzích (vhodný poměr cena/užitná hodnota) do r. 2017.

Inovace spočívají ve dvou úrovních, jakožto bezprostředně aplikovatelný výstup nebo podklad pro následný experimentální vývoj.

V souladu se strategií průmyslových partnerů jsou dílčí cíle orientovány na další zvyšování kompaktnosti hnacích jednotek (podle stupně inovace 2015 2017), lehkou stavbu karosérií (2017), použití alternativních paliv obnovitelných i nekonvenčních pro spalovací motory (2015) i elektrické pohony včetně hybridních (2017), integrované prediktivní a adaptivní řízení vozidel (podle stupně inovace 2015 a 2017), větší podíl informačních technologií v levných vozech a zlepšenou bezpečnost vozidel (2017).

Základem rychlého a účinného řešení těchto problémů je výzkum prostředků pro integrované použití modelování simulací a experimenty spojenými systematickým využitím předchozích zkušeností. Proto jsou dalšími dílčími cíli vytváření VaV nástrojů (metod simulace o různé úrovni i experimentů a metod ukádkání dat i znalostí – 2015 a 2017), jejich ověřování při krátkodobě orientovaném experimentálním vývoji, plněním kromě toho okamžitě realizace výrobků (první 2014), a jejich aplikace pro strategický aplikovaný výzkum inovativních konceptů budoucích vozidel (2017).

Pracovní balíčky

edit

- WP01: VaV znalostní databáze projektu Design Assistance SYstem - DASy
- WP02: Pokročilé systémy pro přípravu směsi a spalování připravené směsi s vysokou účinností
- WP03: Přizpůsobení motorů alternativním palivům a inovativní systémy pro snížení znečištění a
- WP04: Pokročilé systémy výměny náplně válce a aerodynamiky potrubních systémů s cílem sní
- WP05: Virtuální termodynamický motor – SW pro simulaci/optimalizaci spalování
- WP06: Turbodmychadla a výkonové turbíny – aerodynamická optimalizace, dynamika rotorů a p
- WP07: Zlepšení návrhu hnacích traktů vozidel s využitím virtuální hnacího traktu
- WP08: Snížování mechanických ztrát pohonných jednotek
- WP09: Vstřikovací zařízení pro spalovací motory s vyššími technicko-ekonomickými parametry
- WP10: Konstrukce cenově příznivých motorů pro rozvíjející se trhy a prodlužovače dojezdu elek
- WP11: Návrh a optimalizace provozu inovačních motorů na alternativní paliva
- WP12 Návrh a zkoušky příslušenství pro plnění vzduchem a vstřikování paliva ve vznětových m
- WP13: Aerodynamika motorového prostoru a chlazení
- WP14: Vývoj pokročilých metod hodnocení nízkocyklové únavy při teplotním zatěžování
- WP15: Snížení problémů hluku a vibrací (tzv. NVH) a zlepšení vibračního pohodlí pro budoucí v
- WP16: Zdokonalení ozubených převodů pro vyšší trvanlivost, nízkou hmotnost a nízký hluk
- WP17: Agregáty s dělením toku výkonu pro vysoce účinné mechanismy CVT/IVT, hybridní vozy
- WP19: Návrh a optimalizace bateriových elektrických vozidel se zvýšenou operabilitou
- WP20: Prediktivní nebo adaptivní řízení motoru za účelem snížení spotřeby paliva a škodlivých
- WP21: Integrované řízení podvozku pro zvýšení bezpečnosti, ekologičnosti, radosti z jízdy a po
- WP22: Human Centered Cabin Design (modely lidských faktorů a optimalizace hardwaru kabiny
- WP23: Metodiky návrhu karoserie moderního vozidla z hlediska snižování hmotnosti a zvyšová
- WP24: Integrovaná bezpečnost vozidel a dopravních systémů pro budoucí dopravní systémy
- WP25: Pokročilé zkušební metody pro spalovací motory a hnací řetězec
- WP26: Pokročilé ICT systémy vozidel – návrh a testování
- WP27: Řízení projektu

Použití ontologie CKAPJB a „Rozpadu“ auta

Použití ontologie [edit](#)

CKAPJB ontologie [edit](#)

Name ↗	Subproperty of ↗	Has type ↗	Has fields ↗
Centrum kompetence		Record	Property:Název, Property:Anotace
Working package	Centrum kompetence	Record	Property:Název, Property:Anotace
Working package result	Working package	Record	Property:Název, Property:Anotace

"Rozpad" ontologie [edit](#)

Name ↗	Subproperty of ↗	Has type ↗	Has fields ↗
Gearbox		Record	Property:Název, Property:Anotace
Center distance	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Normal module	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Normal pressure angle	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Number of teeth	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace
Pitch helical angle	Gearbox	Record	Property:Název, Property:Anotace

Facts about CKAPJB main page [↗](#)

RDF feed [↗](#)

Centrum kompetence CKAPJB (Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka) + [↗](#)

This page was last modified on 27 September 2016, at 00:30. This page has been accessed 180 times.

powered by
DATAWiki
The smart Wiki

Imprint
About DataWiki

Special pages
Privacy policy
Query Interface

Data Explorer
Faceted Search
Preferences

Recent changes
New pages
Popular pages

Ukázka stránky pracovního balíčku – WP16

WP16



Created by WikiSysop on 23 September 2016, at 05:43

WP16: Zdokonalení ozubených převodů pro vyšší trvanlivost, nízkou hmotnost a nízký hluk 

Jedním z velice významných parametrů automobilu pro zákazníka je jeho hluk. Převodová skříně je jedním z jeho zdrojů. Proto je významné provádět výzkum vlivu přesnosti, tvaru a tuhosti ozubení, zejména u nestandardního profilu HCR, na hluk a vibrace. Výzkum dalších vlivů, podléhajících se na úroveň vibrací a hluku převodovky jako např. tuhosti hřídelů, tuhosti zubů ozubených kol, tuhosti uložení hřídelů a tuhosti tělesa skříně převodovky. Práce se soustředí na teoretickou analýzu vlivu vybraných chyb evolventního ozubení, tvaru zubů a jejich modifikací (modifikovaný a nestandardní tvar zubů s vysokým kontaktním poměrem) a změny tuhosti zubů při záběru a jejich vliv na hluk a vibrace. Výzkum se bude zabývat i vlivem modifikací profilu a podélné modifikace na úroveň hluku a vibrací a metodiky zhodnocení optimálního tvaru a velikosti modifikací. Cílem je komplexní výzkum metod snižování hluku a vibrací ozubení a jejich ověření. Bude vytvořena databáze příčin vzniku vibrací a hluku ozubení a zpracována metodika jejich možné eliminace. Mimo této databáze možnosti snižování hluku a vibrací u evolventních ozubení bude navržen a následně ověřen návrh konkrétních úprav tvaru zubů na konkrétní převodovce z hlediska hluku a vibrací a z hlediska únavy v dotyku a chybu. Dále bude dokončen vývoj metodiky měření a hodnocení chyb převodu jako hodnotícího parametru účinnosti modifikací ozubení ve vztahu k jeho hluku a vibracím. Měření chyby převodu bude realizováno na testovacím standu s možností zatěžování podle reálného zatěžovacího spektra. Životnostní testy úprav s využitím výsledků měření zatěžkových spekter získaných při jízdách osobního automobilu na reálných komunikacích v různých jízdních podmínkách (dálnice, město, silnice I. a II. třídy a testovací okruhy Tatra, a.s.) v rámci výzkumných prací Výzkumného centra automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka, na jehož výsledky budeme navazovat.

Kompaktní a lehký řadicí mechanismus převodovky s ozubenými koly.



Vývoj v oblasti hnacího ústrojí vedoucí ke snížení spotřeby paliva a emisí výfukových plynů vede v posledních letech k nárůstu použití hybridních pohonů ve smyslu kombinace klasického spalovacího motoru a elektromotoru. Sériové, případně i paralelní řazení elektrické motory přitom nemusí být využity čistě k pohonu vozu, ale mohou být využity například i pro externí synchronizaci. Zdvoufázkové elektromotory by potom dovola nahradit synchronizační spojku za jiný mechanismus, který by měl kompaktní rozměry a menší hmotnost. Nový mechanismus řazení musí samozřejmě zajišťovat veškeré funkce stávající synchronizační spojky (vymezení radiálních vůlí, blokování proti vyřazení rychlosti, jistota zařazení rychlosti za všech podmínek) výjma samotného vyrovnání otáček. Cílem etapy je navrhnutí nového vnitřního mechanismu řazení, který by dovozil zkrácení délky převodovky o 5 % oproti stávající koncepci. Navržený mechanismus bude vyzkoušen na experimentálním setrvačnickém stanovišti v laboratorii ČVUT v Praze. Pro porovnání vlastností mezi novým mechanismem a standardní synchronizační spojkou, bude setrvačnickový stav doplněn o robota řazení zajišťující zkoušky synchronizačních spojek podle předepsaných metodik. Stav na zkoušky řazení bude upravován do finální podoby v letech 2012 až 2013 pracovníky ČVUT v Praze, od roku 2014 by měl na experimentálním stanovišti běžet zkušební provoz pro standardní zkoušky synchronizačních spojek. V roce 2012 a 2013 proběhne rešerše stávajících systémů řazení a definice parametrů synchronizačních spojek pro použití ve znalostní databázi DASY. Od roku 2013 do 2015 bude probíhat návrh, výpočet a výroba nového vnitřního mechanismu řazení. V roce 2016 bude nový mechanismus řazení zkoušen na zkušebním stanovišti a optimalizován. V roce 2017 proběhne návrh převodovky s novým mechanismem řazení a porovnání jejich vlastností se standardní koncepcí.

Výsledky pracovního balíčku 

- WP16V001: Zkušební stav pro zkoušky interních mechanismů řazení.
- WP16V002: Databáze vlivu vybraných výrobních tolerancí ozubení a montážních chyb ve vztahu k jeho hluku a vibracím.
- WP16V003: Realizace experimentálního zkušebního standu pro deformační zkoušky převodovek.
- WP16V004: Databáze vlivu součinitele záběru profilu a součinitele záběru krokem evolventního ozubení ve vztahu k hluku a vibracím standardního a nestandardního profilu.
- WP16V005: Funkční vzorek řadicí spojky.
- WP16V006: Realizace testovacího standu pro měření chyby převodu ozubení.
- WP16V007: Návrh modifikací ozubení pro převodovky partnera vedoucí ke snížení hluku a vibrací ozubení a zvýšení životnosti.
- WP16V008: Návrh převodovky s novým mechanismem řazení.
- WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

Výsledky pracovního balíčku 

- WP16V001: Zkušební stav pro zkoušky interních mechanismů řazení.
- WP16V002: Databáze vlivu vybraných výrobních tolerancí ozubení a montážních chyb ve vztahu k jeho hluku a vibracím.
- WP16V003: Realizace experimentálního zkušebního standu pro deformační zkoušky převodovek.
- WP16V004: Databáze vlivu součinitele záběru profilu a součinitele záběru krokem evolventního ozubení ve vztahu k hluku a vibracím standardního a nestandardního profilu.
- WP16V005: Funkční vzorek řadicí spojky.
- WP16V006: Realizace testovacího standu pro měření chyby převodu ozubení.
- WP16V007: Návrh modifikací ozubení pro převodovky partnera vedoucí ke snížení hluku a vibrací ozubení a zvýšení životnosti.
- WP16V008: Návrh převodovky s novým mechanismem řazení.
- WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

Výsledek WP16V009: ontologické propojení

Last visited: UserLogout | UserLogin | CKAPJB main page | WP16 | WP16V009

WP16V009

Edit More

Created by WikiGysoy on 23 September 2016, at 07:04

Contents

[hide]

- 1 WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.
 - 1.1 Implementace datových struktur.
 - 1.1.1 Model overview
 - 1.1.2 Penetration model based on simplified gear geometry
 - 1.1.3 Penetration model based on 3D gear geometry
 - 1.1.4 Results
 - 1.2 Výstupy do DASY

WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

edit

Dynamický model záběru čelního a šikmého ozubení pro získání průběhu budících sil v záběru - hlavního interního zdroje vibrací v převodovce. Posouzení vlivu změny parametrů ozubení na velikost a průběh budících sil. Aplikace takto stanoveného buzení v celkovém linearizovaném modelu (první úrovně) automobilové převodovky.

Druh výsledku podle struktury databáze RIV: R - software

Termín dosažení výsledku: 12/2017

Implementace datových struktur.

edit

Model overview

The model of a **gearbox** is in Fig 1. The parameters of the mating gears are: normal module m_n , pinion and wheel number of teeth z_p and z_w , normal pressure angle α_n , pitch helical angle β_p , center distance d , pinion and wheel moments of inertia I_p and I_w , pinion and wheel loads M_p and M_w , teeth contact stiffness K and damping D . The interaction force between the teeth is represented by the force F_c . This interaction could be denoted as the gear mesh force, which is calculated from the teeth penetration and the teeth contact stiffness.

Last visited: UserLogout | UserLogin | CKAPJB main page | WP16 | WP16V009

Editing WP16V009

rename

back to article

More

Created by WikiGysoy on 23 September 2016, at 07:04

Last save: never

WP16V009: Software pro analýzu kontaktů v převodovkách s ozubenými koly pro simulaci vibrací a hluku.

Dynamický model záběru čelního a šikmého ozubení pro získání průběhu budících sil v záběru - hlavního interního zdroje vibrací v převodovce. Posouzení vlivu změny parametrů ozubení na velikost a průběh budících sil. Aplikace takto stanoveného buzení v celkovém linearizovaném modelu (první úrovně) automobilové převodovky.

Druh výsledku podle struktury databáze RIV: R - software

Termín dosažení výsledku: 12/2017

Implementace datových struktur.

Model overview

The model of a **gearbox** is in Fig 1. The parameters of the mating gears are: normal module m_n , pinion and wheel number of teeth z_p and z_w , normal pressure angle α_n , pitch helical angle β_p , center distance d , pinion and wheel moments of inertia I_p and I_w , pinion and wheel loads M_p and M_w , teeth contact stiffness K and damping D . The interaction force between the teeth is represented by the force F_c . This interaction could be denoted as the gear mesh force, which is calculated from the teeth penetration and the teeth contact stiffness.

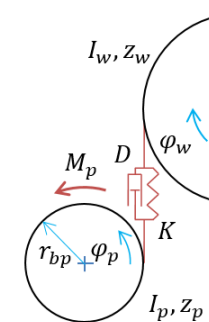


Fig 1: Gear model.

Data toolbar	
Annotate	Create
Gearbox parameters	
Working package	
Název	WP16V009 - working package 16, result 009
Anotace	Implementace datových struktur do DASY.
Výsledek podle RIV	
Název	software
Anotace	Software pro analýzu kontaktů v převodovkách
Druh	R
Datum dosažení výsledku gearbox	
Název	gearbox model
Anotace	Two wheel helical gearbox.
Annotation hints	

The workflow of calculation is shown in Fig 4. The dynamic calculation is executed with the penetration of the teeth in contact as an input. The states are obtained and used in the penetration calculation by evaluating the contact force and by integrating dynamic equations. Penetration is obtained either using the simplified gear geometry model or by using the 3D gear geometry model. The contact force is then calculated from the penetration and its derivative.

The comparison of simulation for both models is executed using the scheme in Fig 4. The pinion gear has a prescribed acceleration and the wheel gear is loaded with white noise with a mean value 20 Nm and amplitude 10 Nm. The initial conditions are situated in the static equilibrium of the system with a nonzero angular velocity. The basic parameters of the gearbox are in Table 1.

	Pinion gear	Wheel gear
Number of teeth z [-]	45	41
Normal module m_n [mm]	1.65	
Normal pressure angle α_n [deg]	16	
Helix angle β_p [deg]	33	
Center distance d [mm]	85	

Table 1: Basic gear parameters of simulated gearbox

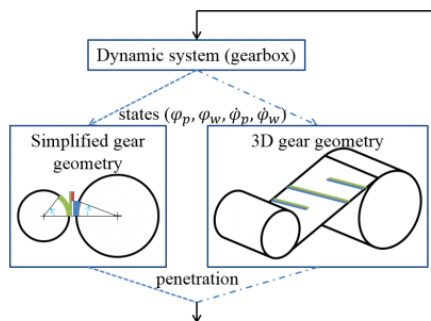


Fig 4: Simulation workflow

The contact forces from the simplified model and 3D model are compared in graphs in the frequency domain for different pinion angular velocities. The simulation ranges from pinion angular velocity 100 rpm to 10000 rpm.

Vložení parametrů

vn in Fig 4. The dynamic calculation is executed with the penetration of the teeth in contact as an input. The states are obtained ation by evaluating the contact force and by integrating dynamic equations. Penetration is obtained either using the simplified ne 3D gear geometry model. The contact force is then calculated from the penetration and its derivative.

oth models is executed using the scheme in Fig 4. The pinion gear has a prescribed acceleration and the wheel gear is loaded with white noise with a mean value 20 Nm and amplitude 10 Nm. The initial conditions are situated in the static equilibrium of the system with a nonzero angular ie gearbox are in Table 1.

	Pinion gear	Wheel gear
Number of teeth z [-]	P 45	P 41
Normal module m_n [mm]	P 1.65	
Normal pressure angle α_n [deg]	P 16	
Helix angle β_p [deg]	P 33	
Center distance d [mm]	P 85	

Table 1: Basic gear parameters of simulated gearbox

Dynamic system (gearbox)

Data toolbar

Categories

Annotate | Create |
Gearbox parameters

Properties

Anotace	Damping of two mating gears interaction.
stiffness	
Název	Gear teeth stiffness
Anotace	Stiffness of two gears teeth connection.
Number of teeth value	45
Number of teeth value	41
Normal module value	1.65
Normal pressure angle value	16
pitch helical angle value	33
center distance value	85

Annotation hints

Výstupy do DASY

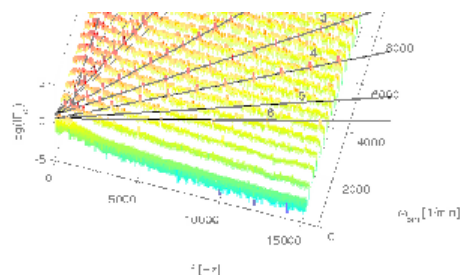


Fig 9: Simulation with the 3D gear mesh model with partly applied tooth flank modifications.

Query Interface

Create query

Main Query

Add Category Add Property Add Instance

Query Outline

Query Code

Main Query

- ☒ Gearbox parameters
- ☒ Number of teeth value
 - = all values
- ☒ Normal module value
 - = all values
- ☒ Normal pressure angle value
 - = all values
- ☒ Pitch helical angle value
 - = all values

Query Options

Result Preview Show full result

	Number of teeth value	Normal module value	Normal pressure angle value	Pitch helical angle value	Center distance value
WP16V009	45 41	1.65	16	33	85

Výstupy do DASY

Insert Query Cancel

*Zpracování sémantických
dat použitím dotazu*

Výstupy do DASY 

Name	Number of teeth value	Normal module value	Normal pressure angle value	Pitch helical angle value	Center distance value
WP16V009	45 41	1.65	16	33	85

Category: Gearbox parameters

Kategorizace stránek