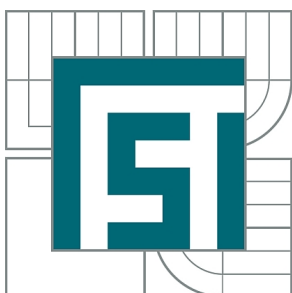




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TVAROVÁ OPTIMALIZACE KLIKOVÉHO HŘÍDELE LETECKÉHO MOTORU

SHAPE OPTIMALISATION OF AIRCRAFT ENGINE CRANKSHAFT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAN VOPAŘIL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Vopařil

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Tvarová optimalizace klikového hřídele leteckého motoru

v anglickém jazyce:

Shape Optimisation of Aircraft Engine Crankshaft

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte s využitím tvarové optimalizace klikový hřídel tak, aby vykazoval maximální životnost vzhledem k torznímu a ohybovému namáhání. Proveďte porovnávací analýzu životnosti původního a nového zalomení pro přeplňovaný vznětový letecký motor s protiběžnými písty.

Cíle diplomové práce:

- 1) Řešení popisující tvar moderních klikových hřídelů a metod pro řešení tvarové optimalizace
- 2) Tvarová optimalizace zalomení na základě MKP
- 3) Porovnávací analýza únavové životnosti
- 4) Návrh tvaru nového klikového hřídele
- 5) Výrobní výkres nového klikového hřídele
- 6) Závěrečné zhodnocení

Seznam odborné literatury:

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD Naftové motory čtyřdobé - 1 díl. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [2] ANSYS Theory Reference. Release 12. ANSYS Inc.
- [3] PÍŠTĚK, V. Aplikovaná mechanika. Praha: SNTL Nakladatelství technické literatury, 1984
- [4] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů. Brno: Nakladatelství VUT v Brně, 1991
- [5] KUCHAR, P. Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů. PHD Thesis. Praha 2007
- [6] FEMFAT MAX and BASIC Users Manual. St.Valentin: Magna Powertrains, 2005


Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 23.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Práce popisuje rozmanitost a šíři problematiky spjaté s klikovými hřídeli spalovacích motorů. Charakterizuje jednotlivé faktory ovlivňující jejich tvar a velikost a vybrané poznatky přenáší do návrhu klikové hřídele konkrétního motoru. Dále předkládá ucelený popis aplikace topologické optimalizace na řešenou hřídel a posléze navrhuje jiné, komplexnější návrhové postupy vedoucí k jejímu optimálnímu tvaru. Kvalita takového návrhu je posléze ověřena porovnávací analýzou únavové životnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

kliková hřídel, hnací ústrojí, tvarová optimalizace, topologická optimalizace

ABSTRACT

This thesis describes the variety and the width of issues connected with crankshafts of combustion engines. It distinguishes different factors, which influence the shape and size of these crankshafts and the selected findings are then transferred into the design of crankshaft for the particular engine. The thesis also presents coherent description of application of topology optimization to the particular crankshaft and also different, more complex design procedures leading to the optimal shape of crankshaft are afterwards suggested. Quality of such a design is then verified by comparative analysis of fatigue of the crankshaft.

KEYWORDS

crankshaft, cranktrain, shape optimisation, topological optimisation



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOPAŘIL, J. *Tvarová optimalizace klikového hřídele leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím informačních pramenů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2011

Jan Vopařil



PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. za odborné rady, věcné připomínky a v neposlední řadě za vstřícný přístup při vedení práce. Velké díky patří také mým rodičům za to, že mi umožnili studovat na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	11
1 Základní vlivy na tvar klikové hřídele	12
1.1 Uspořádání klikového hřídele	12
1.2 Způsob výroby	14
1.2.1 Kované klikové hřídele	14
1.2.2 Odlévané klikové hřídele	16
1.2.3 Skládané klikové hřídele	17
1.2.4 Celoobráběné klikové hřídele	18
1.3 Odběr krouticího momentu	18
1.4 Mazání	19
2 Požadavky kladené na tvar KH	21
2.1 Vysoká tuhost	21
2.2 Odolnost proti únavě	23
2.3 Odolnost proti deformacím a únavě	24
2.3.1 Chemicko-tepelné zpracování	24
2.3.2 Dokončovací operace	25
2.4 Dobrá vyváženost	25
2.4.1 Silové vyvážení	26
2.4.2 Momentové vyvážení	26
2.4.3 Kombinované vyvážení	26
2.4.4 Alternativní metody redukce momentu setrvačnosti	26
2.5 Nízké ventilační ztráty	27
3 Prvotní návrh klikové hřídele	29
4 Optimalizace	31
4.1 Metoda Konečných Prvků	32
4.2 Topologická optimalizace	33
5 Vývojové směry návrhu klikové hřídele	35
5.1 Historický vývoj	35
5.2 Současný trend	35
5.2.1 Modální syntéza	36
5.2.2 Elasto-hydrodynamika kluzného ložiska	37



5.3	Metodiky využívané koncernem VW	38
5.3.1	Metodika ECS	38
5.3.2	Metodika AVL.....	39
6	FEM/MBS/FAT nástroje metody ECS.....	40
6.1	FEM problematika	40
6.2	MBS problematika	41
6.3	Fatigue problematika	43
7	Ideový návrh tvaru řešené KH.....	45
7.1	Stávající tvar	45
7.2	Odlitek	46
7.3	Výkovek.....	47
7.4	Porovnání variant.....	47
8	Optimalizace tvaru pomocí MKP	50
8.1	Topologická optimalizace v programu ANSYS	50
8.2	Aplikace zatížení.....	50
8.2.1	Ohyb	51
8.2.2	Krut.....	51
8.2.3	Kombinované namáhání	52
8.3	Interakční mezikroky	53
8.4	Výsledný tvar KH po topologické optimalizaci.....	55
9	Konstrukční návrh tvaru klikové hřídele.....	58
9.1	Cíle konstrukčního návrhu.....	58
9.2	Konstrukčerské dilema.....	59
9.3	Metodika konstrukčního návrhu	59
9.4	Vyhodnocení konstrukčního návrhu	61
9.4.1	Ohybová tuhost.....	63
10	Porovnávací analýza únavové životnosti.....	65
10.1	Příprava modelu pro potřeby MKP	65
10.1.1	Diskretizace objemu	65
10.1.2	Uchycení modelu a způsob zatížení	67
10.2	Výpočet doprovodných veličin	68
10.3	Řešení únavové životnosti metodou LSA	70
10.4	Řešení únavové životnosti programem FEMFAT-MAX.....	74



10.5	Shrnutí výsledků analýzy	76
	Závěr.....	78
	Seznam použitých zkratk a symbolů	83
	Seznam příloh.....	85



ÚVOD

Uspěchanost se stává synonymem pro životní styl moderního člověka. Mnoho toho vidět, navštívit a poznat: to jest pokaždé primárnější tužbou a přáním nastupující generace. Rostoucí poptávce po cestování také pochopitelně odpovídá adekvátní rozvoj dopravní infrastruktury i všech ostatních odvětví s dopravou spjatých, kterým vévodí trh s dopravními prostředky.

Ačkoli je na jedné straně dnes možné přihlížet nesmírně rychlým pokrokům v oblasti lidského vědění a poznání, tak právě dopravní prostředky na straně druhé si až s nepochopitelnou suverenitou udržují jako majoritní zdroj hnací síly spalovací motor. Motor, jehož funkční principy byly známy již před mnoha desetiletími a který využívá energii uchovanou v dnes tolik nepopulárních fosilních palivech.

Desítky let „funkčního období“ spalovacích motorů, které zřejmě ještě není u konce, ho umožnily vyvinout do podoby prakticky nesrovnatelné s původními koncepcemi a i přesto, že jeho celková účinnost přeměny energií je stále poměrně nízká, tak již jen velký optimista může očekávat významné vylepšení jeho funkčnosti.

Tato práce se zabývá klikovou hřídelí, tedy jednou z mnoha částí, z nichž se spalovací motor skládá, a prakticky představuje možné kroky vedoucí k jejímu vylepšení, které mohou dopomoci alespoň k dílčímu zlepšení vlastností a spolehlivosti celého motoru.



1 ZÁKLADNÍ VLIVY NA TVAR KLIKOVÉ HŘÍDELE

Ještě před započítím vlastních konstrukčních prací na motoru musí být rozhodnuto o jeho základních parametrech, jako je například počet válců a požadovaný výkon, z nichž vychází prvotní ideový návrh klikového hřídele.

1.1 USPOŘÁDÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

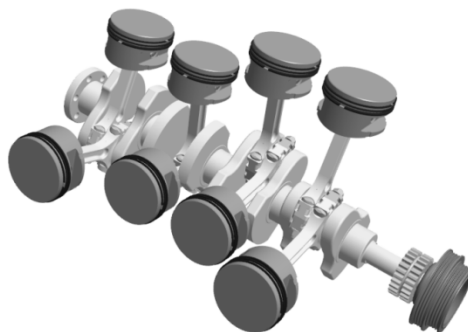
Zcela zásadní vliv na tvar klikové hřídele (dále jen „KH“) mají pochopitelně ty nejelementárnější údaje o motoru, tj. např. počet uvažovaných spalovacích prostorů (válců), jaké bude jejich uspořádání a pořadí zážehů (vznětů) v nich, apod.

Nejčastějším provedením je umístění válců v bloku motoru do jedné řady. To ho činí kompaktnější a při sklonění os válců o určitý úhel od svislice umožňuje snížit výšku motorového prostoru vozidla.



Obr. 1 Část hnacího ústrojí řadového čtyřválcce [4]

Výhodnost této koncepce klesá spolu s navyšováním počtu uvažovaných válců. Úměrný nárůst hnacího ústrojí do délky, jenž je logicky spjatý se zařazením každého dalšího válce do řady, se negativně projevuje především právě na klikové hřídeli. S její rostoucí délkou se zesilují problémy nevyváženosti a torzního kmitání. Při velkém počtu válců se navíc vytrácí výhodnost tohoto řešení vzhledem k zástavbovým požadavkům a nepříjemně podlouhlý tvar bloku motoru se negativně promítá i do dalších oblastí, jako je např. řešení akustiky. Proto se u většího počtu válců (zpravidla více jak 4) volí víceřadá koncepce. Nejčastější variantou je rozevření do tvaru písmene „V“, přičemž úhel rozevření se pohybuje mezi 60 až 90 stupni. Extrémním případem je koncepce typu „boxer“ s rozevřením 180 st. Mezi další varianty se řadí motory s válci do „H“, „X“, „W“, hvězdicové motory či motory s protiběžnými písty. [3]



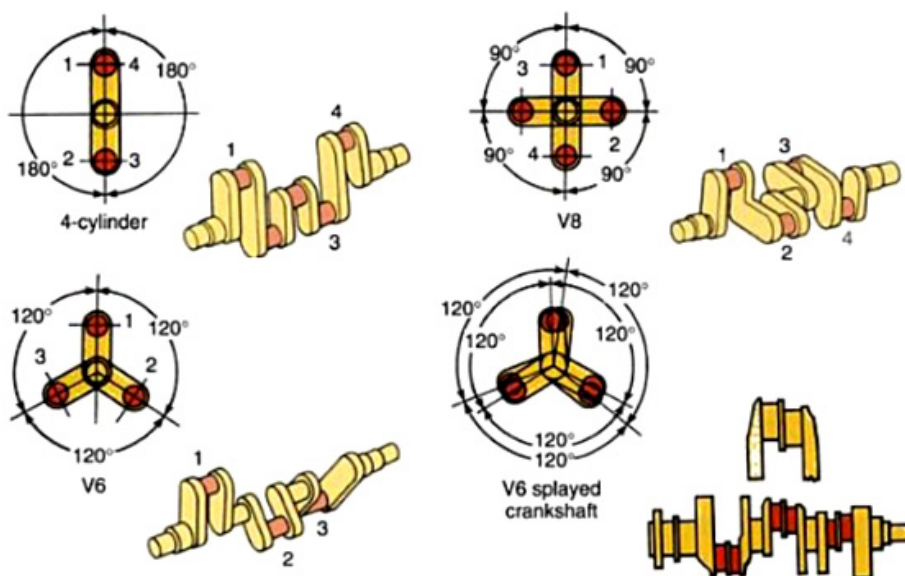
Obr. 2 Část hnacího ústrojí dvouřadého osmiválce [5]

Vzájemný úhel pootočení (γ) sousedních zalomení vychází z pořadí zážehů v jednotlivých válcích [3]:

➤ u čtyřdobých motorů:
$$\gamma = \frac{720}{i}$$

➤ o dvoudobých motorů:
$$\gamma = \frac{360}{i}$$

kde i je počet válců.

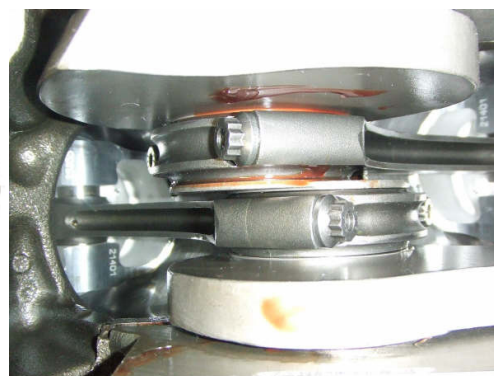


Obr. 3 Typy natočení zalomení KH [6]

U motorů do „V“ (tzv. vidlicových) se usazují dvě ojnicní oka na společný klikový čep. Pokud je požadavek na zlepšení rovnoměrnosti chodu motoru, tak se na každém zalomení vytvoří přesazení, díky kterému je „úhlové pootočení klikové hřídele mezi zážehy všech válců stejné.“ [3] Například úhlu rozevření válců 90° odpovídá přesazení 18° [7].



Obr. 4 KH s přesazenými ojnicními čepu [8]



Obr. 5 Umístění ojnic na přesazeném čepu [8]

Uspořádání klikové hřídele nejvýznamnějším způsobem předurčuje jeho základní vlastnosti a je tak rozhodující pro rovnoměrnost chodu motoru, jeho vyvážení, nadimenzování hlavních ložisek atd.

1.2 ZPŮSOB VÝROBY

V úvahu přichází tři varianty: zápusťkové kování, tlakové lití a obrábění z polotovaru. Progresivní rozvoj těchto výrobních technologií umožňuje konstruktérovi při výběru té nejvhodnější uvažovat prakticky pouze dvě kritéria, a to výrobní náklady a dosažené mechanické vlastnosti. Potřeby výrobního procesu výsledný tvar již příliš neovlivňují.



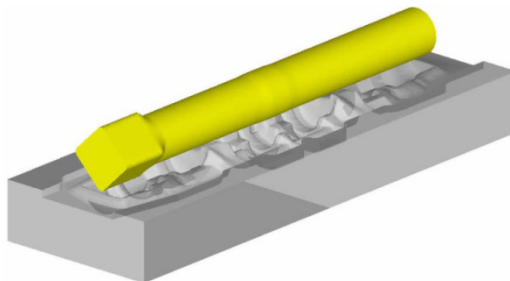
Obr. 6 Porovnání odlévané (vlevo) a kované KH určených pro obdobné motory [9]

1.2.1 KOVANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Právě tato varianta byla v minulosti limitována technologickými možnostmi. Zejména tvar ramen musel být uzpůsoben pro správné „tečení“ materiálu při jednotlivých úderech zápusťkou do polotovaru. Pokud se takový tvar výrazně neslučoval s výpočtovými požadavky, musela být zařazena další operace – obrábění. Ta ale odstraňovala hlavní přednost kování, kterou je dosažená textura. Vlákna kopírující tvar hřídele totiž výrazně zlepšují její mechanické vlastnosti. Paradoxně nejnamáhanějšími místy klikové hřídele jsou oblasti výskytu kluzných ložisek a jejich bezprostřední okolí, tedy místa, která se musí obrábět vždy.



Ve prospěch kování hraje relativně krátký výrobní čas, ale o ekonomickém provozu lze vzhledem k vysokým pořizovacím nákladům zápustky hovořit jen při sériové výrobě. Někteří výrobci z těchto důvodů zhotovují jednu velikost výkovku jakožto „základ“ pro výrobu hned několika typů hřídelí. [18]



Obr. 7 Část zápustky s polotovarem pro kování – ilustrativní obrázek [9]

Jako problematické se jeví kování hřídelí, jejichž zalomení není koplanární, tzn. neleží v jedné rovině. Pro tento případ se musí použít speciálních krouticích strojů, jenž již částečně předkovanému hřídeli za vysokých teplot „pootočí“ některými zalomeními. [43]

Výběr vhodného materiálu pro zápustkové kování se provádí s ohledem na zatížení klikového ústrojí a uvažované dodatečné operace, např. takto [3]:

- malé a běžné motory: 12 040, 12 050, 12 060
- středně namáhané hřídele bez povrchových úprav čepů: 14 240
- velmi namáhané hřídele velkých motorů: 15 260, 15 142
- závodní motory: 16 521
- nitridační: 15 230, 15 330
- povrchové kalení plamenem: 16 230, 16 440



Obr. 8 Výkovek KH s výronkem [9]

Vizuálně lze výkovek rozpoznat zejména podle zůstatku po odstřiženém výronku v dělicí rovině a oproti odlitku větších technologických zkosení: 3 až 5 stupňů. [43]

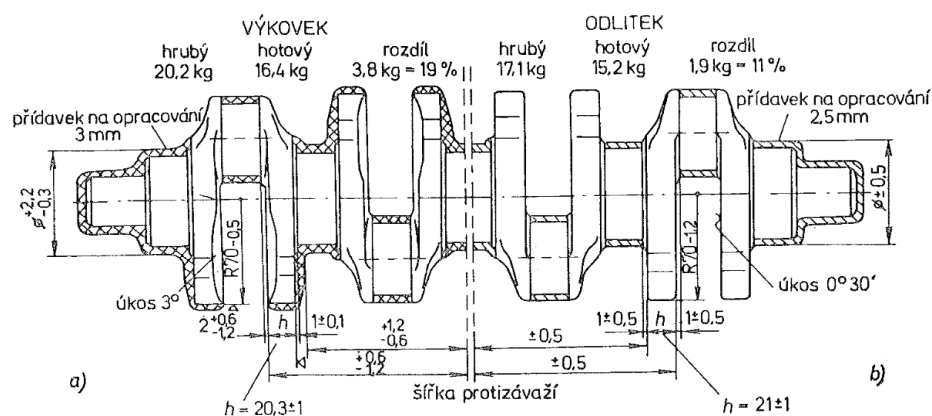


Obr. 9 Výkovek KH pro osmiválcový dvouřadý motor [10]



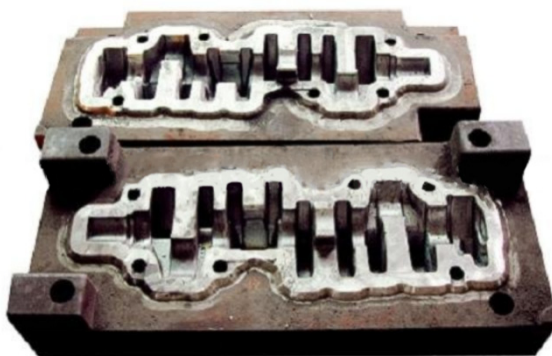
1.2.2 ODLÉVANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Tato technologie měla náskok před předchozí zejména v minulých letech, protože umožňovala dosáhnout optimálnějších tvarů bez nutnosti obrábění, což výrobní proces hřídele zlevňovalo. Z úvahy, že již samotné lití je oproti kování lacinější, vyplývá, že byla preferovanější. Nyní je však už tento argument nerelevantní [18], a tak hlavní výhodou této operace jsou vlastnosti využívaných materiálů.



Obr. 10 Porovnání přídavků kovaného a odlévaného hřídele [1]

Litiny mají menší měrnou hmotnost a zpravidla lepší tlumicí vlastnosti, což pozitivně ovlivňuje úroveň hladiny zvuku, stabilitu chodu ložisek a amplitudu kmitů v rezonančních podmínkách. Jejich nevýhodou je menší ohybová pevnost, která může zapříčinit nárůst všech rozměrů. Nižší modul pružnosti však působí i kladně – snižuje citlivost k vrubům a rizikovitost vnitřního pnutí, např. při deformacích způsobených vyosením hlavních ložisek nebo kmitáním eliminací napětových špiček. [43]



Obr. 11 Forma pro tlakové lití [11]

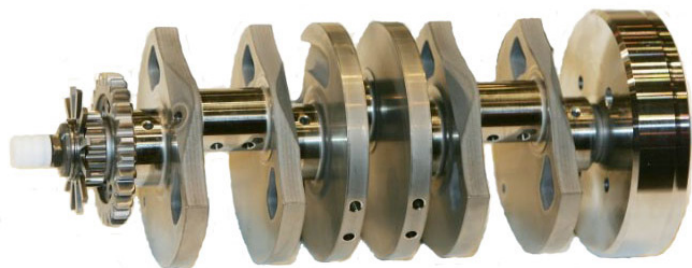


Nejpoužívanějším materiálem k lití je litina s kuličkovým grafitem. Spektrum v historii užívaných materiálů vhodných k tlakovému lití je však široké (řazeno dle pevnosti vzestupně) [1]:

- šedá litina
- legovaná litina
- temperovaná litina
- očkovaná litina
- ocelolitina

1.2.3 SKLÁDANÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Smontování klikové hřídele z několika podsestav lisováním nebo šroubovými spoji s sebou přináší možnost využít nedělené ojnice a její uložení ve valivých ložiskách. Těchto výhod se dnes stále využívá zejména u motocyklových motorů.

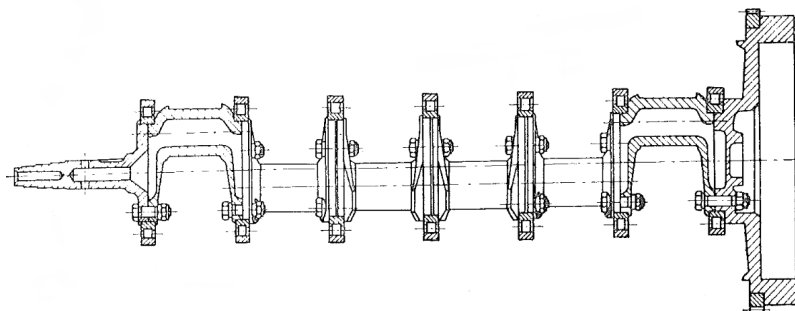


Obr. 12 Skládaná KH motocyklu Honda RC211V [12]



Obr. 13 Části skládané KH [13]

Tato konstrukce je v případě automobilů spojována zejména se značkou TATRA a s tzv. tunelovou skříní. Vnitřní kroužky valivých ložisek jsou uloženy na kruhových ramenech a vsazeny do skříně. Tato koncepce se vyznačuje vysokou tuhostí a kompaktností a je vhodná právě pro velkoobjemové motory nákladních vozů.

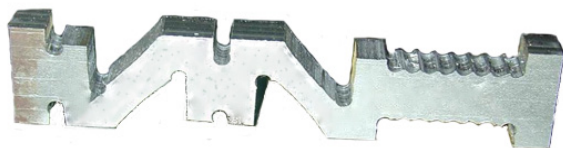


Obr. 14 Skládaná kliková hřídel z motoru Tatra [1]

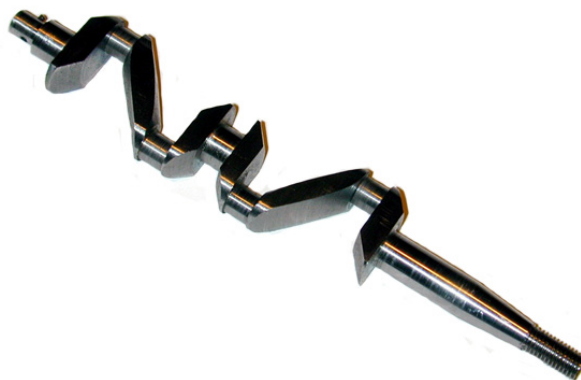


1.2.4 CELOBRÁBĚNÉ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Výroba klikové hřídele z polotovaru (např. kruhové tyče) je vhodná pouze jako kusová, příp. prototypová. Absence různých forem či záпустek sice sníží výrobní náklady, ale mechanické vlastnosti takové hřídele nejsou příznivé. A pokud by byla snaha tuto skutečnost eliminovat použitím vysoce kvalitního materiálu, zkomplikovalo by to samotné třískové obrábění.



Obr. 15 Mezistupeň výroby celobráběné KH [14]



Obr. 16 Celobrobená KH [14]

Výhodou takového technologického postupu je relativní jednoduchost při výrobě klikové hřídele, jejíž jednotlivá zalomení neleží v jedné rovině.

1.3 ODBĚR KROUTICÍHO MOMENTU

Kliková hřídel konvertuje přímočarý pohyb pístu v součinnosti s kývavým pohybem ojnice na pohyb rotační. Jinými slovy přeměňuje kinetickou energii translačního pohybu na energii rotačního pohybu, která je následnými členy hnacího ústrojí distribuována až k místu styku kol s vozovkou. Kroučící moment je u vozidlových motorů odebírán zpravidla na zadním konci hřídele, kde je příruba pro uložení setrvačnicku.



Obr. 17 Část hnacího ústrojí se setrvačnickem [15]

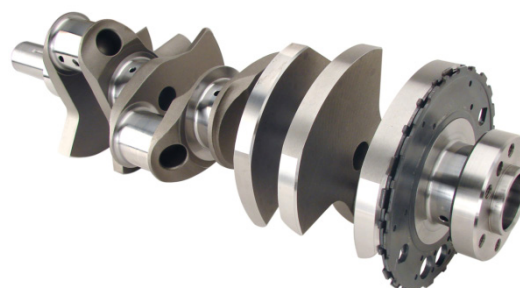
Na motocyklové motory jsou kladeny poněkud jiné požadavky z hlediska zástavby motoru do rámu, proto se u nich vyskytují klikové hřídele s odběrem momentu mezi zalomeními. To



sníží nejvyšší hodnotu krouticího momentu a příznivě ovlivní odolnost proti torznímu namáhání a utlumí kmitání.



Obr. 18 KH motocyklu Suzuki Hayabusa [16]



Obr. 19 KH vozu Chevrolet Corvette [17]

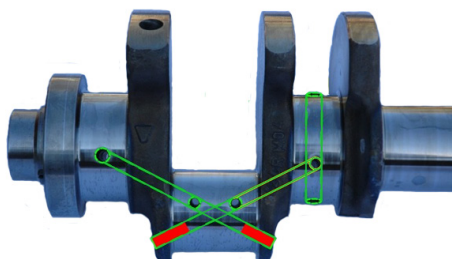
Mimo primární tok energie určený pro pohon vozidla je však potřeba odvádět moment i pro další, periferní zařízení. Mezi ně patří především rozvodový mechanismus, dále vodní a olejové čerpadlo, alternátor, ... Obvykle na přední konec hřídele [18] se tedy umísťuje uložení pro řetězové, řemenové, nebo ozubené kolo. Výrobně náročnějším řešením je vyhotovit tuto část jako jeden kus s hřídelí. Integrované ozubené kolo ale logicky nelze samostatně vyměnit, což značně prodraží případnou opravu. Na přední konec hřídele se též obvykle umísťuje tlumič torzních kmitů.



Obr. 20 KH s integrovaným ozubením pro pohon vačkové hřídele [18]

1.4 MAZÁNÍ

Na klikové hřídeli jsou dva typy míst, ke kterým je nutné přivádět olej – hlavní ložiska hřídele samotné a její klikové čepy, na nichž se otáčí ojnice.



Obr. 21 Řešení mazacích otvorů KH vozu Porsche 928 [19]



Při standardním řešení prochází olej kanály v bloku motoru zvlášť ke každému hlavnímu ložisku, odkud je systémem šikmých a svislých vrtů dále přepravován ke klikovým čepům. Nevýhodou tohoto řešení je odstředivá síla bránící oleji vstup z hlavního ložiska do útroh hřídele.

Tento problém odstraňuje varianta, která je v anglicky psané literatuře označována jako nos-feed. Při ní je klikovým hřídelem koaxiálně s jeho osou veden vrt, k němuž sahají kolmé otvory od klikových čepů. Takto může být řešeno mazání i hlavních ložisek, případně se použije kombinace této metody s předešlou.

Při nos-feed mazání olej vstupuje do hřídele zepředu; hřídel má buď tzv. „nos“, který se zasouvá do protikusu, nebo naopak otvor, do kterého se vsouvá zakončení přívodu oleje. Zepředu olej prochází dutinou rovnoběžnou s osou hřídele až k nejbližšímu klikovému čepu, z čehož plyne nestejný mazací tlak na těchto čepech. [18]

Mazání z jednoho zdroje je výhodné především u motorů s nižším zdvihem, a tím pádem větším překrytím čepů. Vyžaduje nižší tlak v mazacím systému, ale zvyšuje riziko destruktivní poruchy (všechna ložiska mazána jen z jednoho zdroje).

2 POŽADAVKY KLADENÉ NA TVAR KH

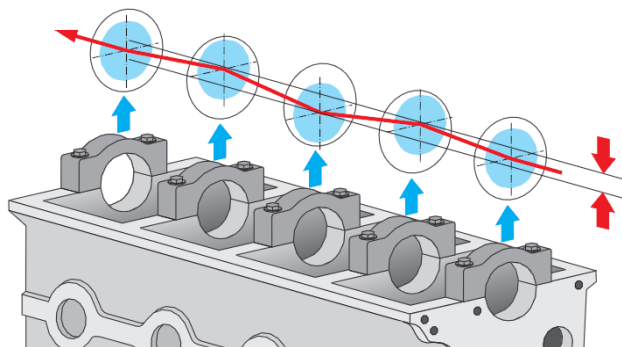
Při porovnávání klikových hřídelí dnešní doby zjistíme, že vývojové trendy v jednotlivých oblastech výskytu (závodní, sériové, ...) se dost liší a liší se i u jednotlivých výrobců ve stejných kategoriích. Není tedy možné tuto problematiku bagatelizovat a „zaškatulkovat“ tvar klikových hřídelí dle nějakých jednoduchých kritérií, např. nákladovosti či počtu uvažovaných celkově natočených motohodin.

Některá z níže uvedených konstrukčních opatření ovlivňují vlastnosti hřídele hned v několika oblastech, případně v jedné z nich působí pozitivně a v další negativně. Sám autor této práce připouští, že rozčlenění následné kapitoly je přinejmenším diskutabilní.

2.1 VYSOKÁ TUHOST

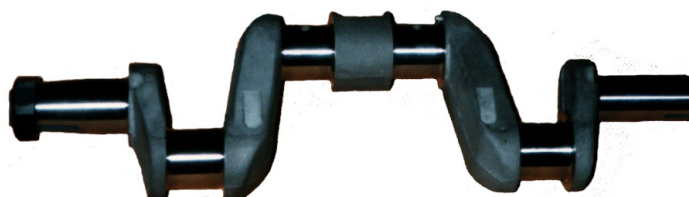
Na hnací ústrojí pístových motorů jsou kladeny vysoké nároky z hlediska provozní spolehlivosti, bezpečnosti, ale zároveň i klidného chodu, nízké hmotnosti apod. a to vše při přenosu vysokých krouticích momentů. Z těchto protichůdných požadavků je tedy zřejmé, že každá z jeho součástí musí být navržena tak, aby vzhledem ke své hmotnosti (množství použitého materiálu) poskytovala co nejlepší mechanické vlastnosti.

Klikový hřídel navzdory svému nejjednoduššímu tvaru nesmí dovolit významnější vzájemný úhlový posun jednotlivých zalomení a ani jiné deformace – průhyb, ... Tomu by nejlépe vyhovovalo její uložení v ložisku za každým zalomením, což má ale za následek navzdory menšímu měrnému zatížení ložisek nárůst celkových třecích ztrát.



Obr. 22 Naznačení změn poloh hlavních čepů KH vlivem jejího průhybu [52]

Pokud by naopak byla snaha snížit počet kluzných ploch na minimum, mohlo by se dojít k názoru, že je bezpodmínečně nutné hřídel uložit pouze na dvou místech. To však povede k jejímu většímu průhybu a nesouososti hlavních čepů s jejich uložením v bloku motoru, nestejnému rozložení tlaku po ložiskové pánvi a v konečném důsledku větším třecím ztrátám, než jak tomu bylo v případě většího počtu uložení. [2]



Obr. 23 KH uložená pouze na dvou hlavních ložiskách [20]

Snaha vyhovět požadavku malé hmotnosti při zachování tuhosti vede k tvarovým změnám vyvažovacích prvků. Součin hmotnosti protiváhy a její vzdálenosti od osy rotace může zůstat nezměněn, pokud snížení váhy adekvátně odpovídá navýšení vzdálenosti. Tento způsob však tlačí na zvětšování zástavbového prostoru hřídele a také zvětšuje její moment setrvačnosti.



Obr. 24 KH uložená za každým zalomením [21]

Pokud naším hlavním požadavkem bude minimální setrvačnost, pak se logicky nabízí postup zmenšování vzdálenosti vývažků od osy rotace a zvětšování jejich hmotnosti. Tato varianta bude blíže popsána v části zabývající se vyvažováním.

Popsaná protichůdnost snižování hmotnosti a momentu setrvačnosti nemusí platit vždy; již v roce 1943 popsal Martignalia způsob, jak dosáhnout úběrem materiálu obojího. Jeho koncept dutého hřídele se posléze objevil ve voze Mercedes SSK. Intuitivně by konstruktér mohl soudit, že narušení strukturální stálosti a materiálové kontinuity povede ke zhoršení mechanických vlastností, ale Martignalia dokázal, že jeho provedení zvýší únavovou pevnost v krutu až o 200 %. Vyhotovit dutinu napříč celým hřídelem, hlavními a klikovými čepy i rameny je však výrobně velmi náročné, a proto u dnešních klikových hřídelí můžeme nalézt otvory vyhotovené za účelem zvýšení únavové pevnosti většinou pouze v klikových, případně hlavních čepech. [18]



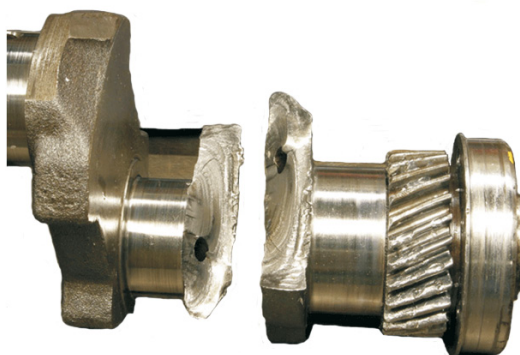
Obr. 25 KH s dutými hlavními i klikovými čepy vozu kategorie NASCAR [18]



2.2 ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ

Charakteristika namáhání, kterému kliková hřídel odolává, vyplývá z její funkce jakožto členu převádějící translační pohyb na rotační. Jedná se o cyklické namáhání s nesourodým zatížením o velkém počtu opakování. Počet takových cyklů, které musí snést, je u sériově vyráběných motorů volen na hodnotu „nekonečně mnoho“ [25]; u závodních motorů je někdy tento počet omezen, ale i přesto je klikový hřídel dimenzován vůči hodnotě meze únavy (dále v textu bude upřesněno).

Obecná pravidla při návrhu geometrie cyklicky namáhaných součástí radí vyvarovat se prudkým přechodům a hranám a usilovat tak o co nejmenší součinitel vrubu takových míst. Na klikové hřídeli jsou z tohoto pohledu nejkritičtějšími místy zaoblení u hlavních a ložiskových čepů a hrany vrtání pro mazání.

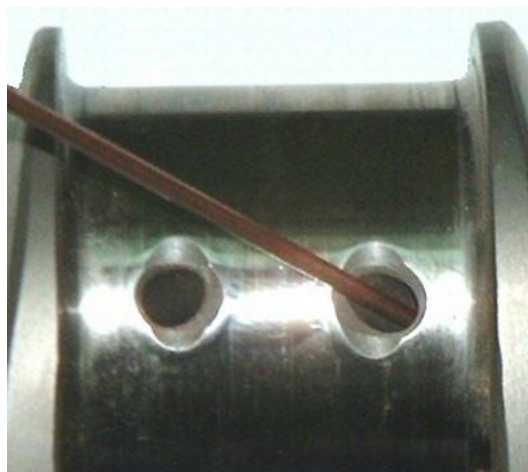


Obr. 26 Poškozená KH z motocyklu Suzuki SV650 [22]

Součinitel vrubu u zaoblení klesá s rostoucím rádiusem. Jeho zvětšování však ubírá plochu využitelnou jako ložisko, případně prodlužuje samotný hřídel. Dnešní metody CNC obrábění dovolují vyrobit přechod s proměnným zaoblením, což je výhodné pro únavové i rozměrové vlastnosti hřídele.



Obr. 27 Jednostranná úprava hrany [23]

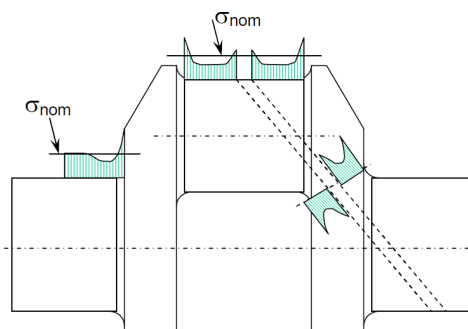


Obr. 28 Dvoustranná úprava hrany [24]



Hrana vzniklá geometrickým průnikem dvou válců – hlavního (klikového) čepu a otvoru po vrtáku – je velmi ostrá, a proto je významným iniciátorem únavové trhliny. Její otupení lze provést například vtlačáním kuličky do vzniklého otvoru o poloměru větším, než má otvor samotný. Častějším způsobem je hranu třískovým obráběním srazit, zaoblit, případně vytvořit jinak tvarovaný přechod mezi plochami, který bude vhodný i z hlediska vytváření olejového filmu.

Nebezpečnými místy jsou i průniky vrtů o různých úhlech uvnitř hřídele. Jejich eliminace se provádí zpravidla jen u závodních hřídelí, obvykle pomocí abrazivní tekutiny. [18]



Obr. 29 Průběh napětí na součásti poblíž vrubu po délce klikové hřídele [25]

Popisované úpravy hran mazacích kanálů na čepch je nutné provádět ještě před chemicko-tepelným zpracováním, protože jinak by hrozilo riziko odloupení zpevněného povrchu. Po nitridaci se zařazuje pouze leštění hrany (rádiusu) pro odstranění bílých drobných částec. [43]

2.3 ODOLNOST PROTI DEFORMACÍM A ÚNAVĚ

Na mechanické vlastnosti klikové hřídele má sice největší vliv kvalita použitého materiálu, ale jeho struktura se může vyskytovat hned v několika podobách, přičemž každá z nich má jiné mechanické vlastnosti. Tepelné zpracování klikové hřídele je proto nutné pro získání těch nejlepších vlastností, které daný materiál může poskytnout. Podstatný vliv má i zbytkové napětí zejména na povrchu součásti, které pozitivně ovlivňuje zejména únavové vlastnosti. Toho se dosahuje již samotným tepelným zpracováním, sycením povrchu dalšími prvky, nebo dokončovacími operacemi.

2.3.1 CHEMICKO-TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ ¹

Cementování bylo dříve velmi populární, dnes se však již tolik nevyužívá. Jedná se o sycení povrchu uhlíkem za vysokých teplot, jehož navýšený obsah zlepšoval tvorbu martenzitu, a proto se takto upravené hřídele povrchově kalili a následně popouštěly. Problémem však je

¹ Zpracováno dle BEDNÁŘ, B. *Technologičnost konstrukce*. [43]



dlouhý čas celého procesu, nákladovost kvůli vysokým teplotám, časté praskliny na povrchu hřídele a riziko ztráty mechanických vlastností při překročení vhodné doby popouštění.

Nitrocementování je kombinace cementování a nitridace. Součást je obvykle po něm indukčně kalena, což zvyšuje její tvrdost blízko povrchu.

Nitridaci se rozumí sycení povrchu dusíkem. Takto upravované materiály by měly být legovány zejména chromem, molybdenem a hliníkem. Existují dvě metody nanášení: plynová a plazmová. Obě probíhají ve srovnání s cementací za nízkých teplot a dosahují povrchu o tvrdosti až 900 HV. Nitridovaný povrch však musí být vždy broušen kvůli nejvrchnější drobné vrstvě typicky bílé barvy. Nitridace se dříve využívala jen u sportovních motorů, ale v současné době její obliba roste i u sériově vyráběných vozů.

2.3.2 DOKONČOVACÍ OPERACE

Ke splnění požadavků na kvalitu povrchu v těch místech, kde hrozí největší nebezpečí únavového poškození, případně kde je to nutné z funkčních důvodů, obvykle nevyhoví povrch po obrábění. Nejvyužívanější dokončovací operací je **broušení**. To nevyžaduje speciální stroje a lze jím dosáhnout poměrně nízkou drsnost povrchu i rozměrovou přesnost. Po některých chemicko-tepelných úpravách se zařazuje vždy (typicky po nitridaci). Rizikem je u broušení teplotní ovlivnění materiálu.

Nevyhoví-li požadavkům na povrch ani broušení, zařazuje se **lapování** či **superfinišování**, po kterých drsnost povrchu klesá až na Ra 0,0125 μm .

Mezi dokončovací operace se řadí nejen operace odebírající materiál, ale také ty, které ho „zhuňují“. To se provádí vtlačáním tělíska buď tvaru koule nebo válce do povrchu hřídele. Díky **kuličkování** nebo **válečkování** dochází ke zvýšení napětí na povrchu součásti, které „uzavírá“ trhlinky ve struktuře součásti a brání tak jejich dalšímu šíření. Tyto operace mají tedy vliv zejména na únavovou pevnost.

Nejinovativnější metodou zkvalitnění povrchu je nanášení **DLC** (diamond like carbid) povlaků. V souvislosti s nimi se objevují pojmy jako superlubricita nebo super nízký součinitel tření. Jedná se o tenkou amorfní vrstvu složenou hlavně „z grafitického uhlíku, diamantového uhlíku a z vodíku v různých poměrech.“ [26] Použití této povrchové úpravy je však velmi nákladné a v současné době zatím širší uplatnění nenachází.

2.4 DOBRÁ VYVÁŽENOST

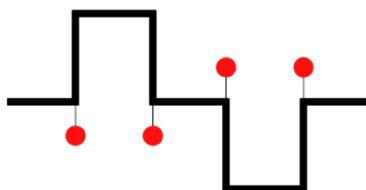
Kliková hřídel je rotující součást pracující za vysokých otáček, a jako taková musí být vyvážena nejen staticky, ale i dynamicky. Jak je zřejmé z předešlých kapitol, změny některých parametrů působí protichůdně na hned několik charakteristik hřídele, proto se u ní obvykle nepožaduje 100 % vyváženost.



Vyvažují se setrvačné síly rotujících částí, setrvačné síly posuvných částí a momenty setrvačných sil posuvných částí. [3]

2.4.1 SILOVÉ VYVÁŽENÍ

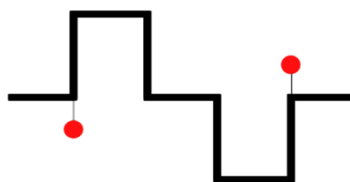
Vývažek se přidává na každé zalomení. Nevýhodou je nárůst hmotnosti.



Obr. 30 Schéma silového vyvážení

2.4.2 MOMENTOVÉ VYVÁŽENÍ

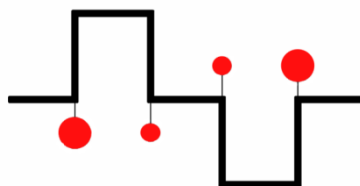
Vývažky jsou přidávány pouze na krajní zalomení. Nevýhodou je vyšší namáhání ložisek a hřídele, zejména na ohyb.



Obr. 31 Schéma momentového vyvážení

2.4.3 KOMBINOVANÉ VYVÁŽENÍ

Je kombinací dvou předešlých.



Obr. č. 32: Schéma kombinovaného vyvážení

2.4.4 ALTERNATIVNÍ METODY REDUKCE MOMENTU SETRVAČNOSTI

V předchozím textu byla naznačena dichotomie hledání optima mezi hmotností klikové hřídele a jejím momentem setrvačnosti. Další možností, jak snížit vzdálenost vývažku od osy rotace hřídele a tím zmenšit zástavbové požadavky, je měnit měrnou hmotnost vývažků.

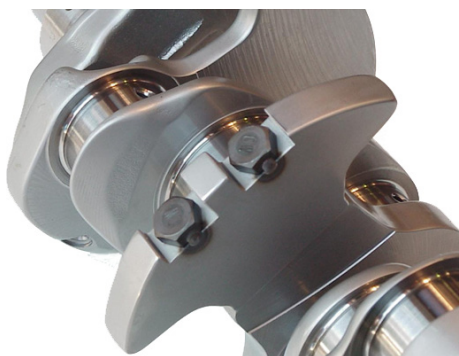


Realizace je prováděna vkládáním tělísek z materiálu s vyšší hustotou než má základní materiál. Nejběžněji jsou tělíska umístována do vrtů rovnoběžných s osou rotace hřídele, čímž se dosahuje relativně velké bezpečnosti proti jeho vypadnutí.



Obr. 33 KH vozu kategorie F1 s axiálními otvory pro vyvažovací tělíska [27]

Mezi další varianty umístění vývažku patří vrty vedené kolmo k ose rotace, do nichž se zašroubují šrouby, případně umístí tělíska a „překryjí“ svarem.



Obr. 34 KH s vyvažovacími šrouby [28]

Vyvažovací tělíska jsou vyráběna z těžkých kovů, nejčastěji ze slitin wolframu (až 19.000 kg.m^{-3}). Ve vozech Formule 1 se experimentovalo i s ochuzeným uranem, jehož používání je však nyní zakázáno. [18]

2.5 NÍZKÉ VENTILAČNÍ ZTRÁTY

Při rotaci klikové hřídele dochází k jejímu ustavičnému srážení s molekulami vzduchu a rozprášeného oleje. Toto rozrážení prostředí klikové skříně z ní odebírá mechanickou práci a to tím více, čím má díky svému tvaru vyšší součinitel odporu vzduchu, třecí plochu a náchylnost k ulpívání oleje na povrchu.

Mezi tvarové prvky snižující ventilační práci patří především zkosení náběžné hrany vývažku, které je obvyklé hlavně u vysokootáčkových motorů. Vyhotovuje se na obou stranách vývažku, jen výjimečně pouze u přední hrany.



Obr. 35 Dodatečné snížení ventilačních ztrát [29] **Obr. 36** Vývažek s jednostranným zkosením [30]

Snižování ventilačních ztrát zpravidla nemá tak vysokou prioritu, aby se významněji projevilo v navrženém průřezu kolmém na vektor okamžité rychlosti hřídele. Výjimku tvoří opět vysokootáčkové závodní hřídele, u nichž se snaha o minimální ztráty projevuje i v hladkém povrchu nefunkčních ploch, který snižuje součinitel tření mezi ním a okolím a také zabraňuje ulpívání kapiček oleje.



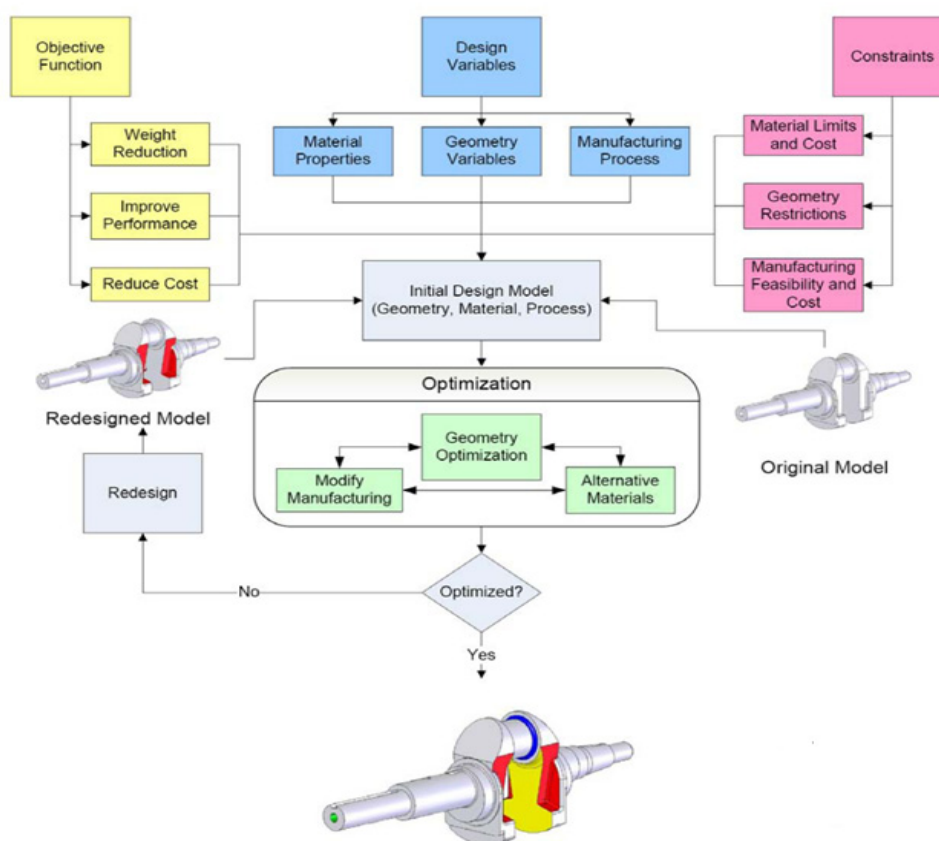
Obr. 37 KH pro závodní vozy firmy Cosworth [31]

Ventilační ztráty ovlivňují také plochy kolmé na osu hřídele – smykové plochy. Mělo by se dbát na jejich malou velikost a také na snadný průchod vzduchu mezi dvěma významnými sousedními plochami. [18]

3 PRVOTNÍ NÁVRH KLIKOVÉ HŘÍDELE ²

Při současném stavu lidského poznání konstruktér prakticky nikdy nezačíná s „holým stolem.“ Mezi jeho prvotní počiny, když se začne zabývat novou součástí, musí patřit sběr informací o stejných a podobných dílech minulých, aby se nový produkt vyvaroval starých chyb. Konstruktér musí nalézt a zkombinovat nové znalosti ze všech oblastí dotýkající se jeho tvorby a umně je zakomponovat již do počátečního návrhu tak, aby ho neustálé změny neprodlužovaly a tím nezdražovaly konstrukční práce.

Před příchodem výpočetní techniky byl obvyklý konstrukční proces na principu pokus – omyl. Ten předpokládá znalostní potenciál konstruktéra, který empiricky z nově nabývaných zkušeností návrh inovoval. Tomuto tzv. evolučnímu procesu se nelze úplně vyhnout ani dnes; každý konstruktér se přece jen na svém produktu nějakým stylem „podepíše“, avšak již ve zmenšené míře. Díky možnosti virtuálně nasimulovat funkci celého díla lze za podmínky vhodně zvolených kritérií optimalizovat součást již v raném období návrhu. Takovýto racionální proces eliminuje chyby lidského působení a činí ho tak bezpečnější z hlediska spolehlivosti budoucího díla.

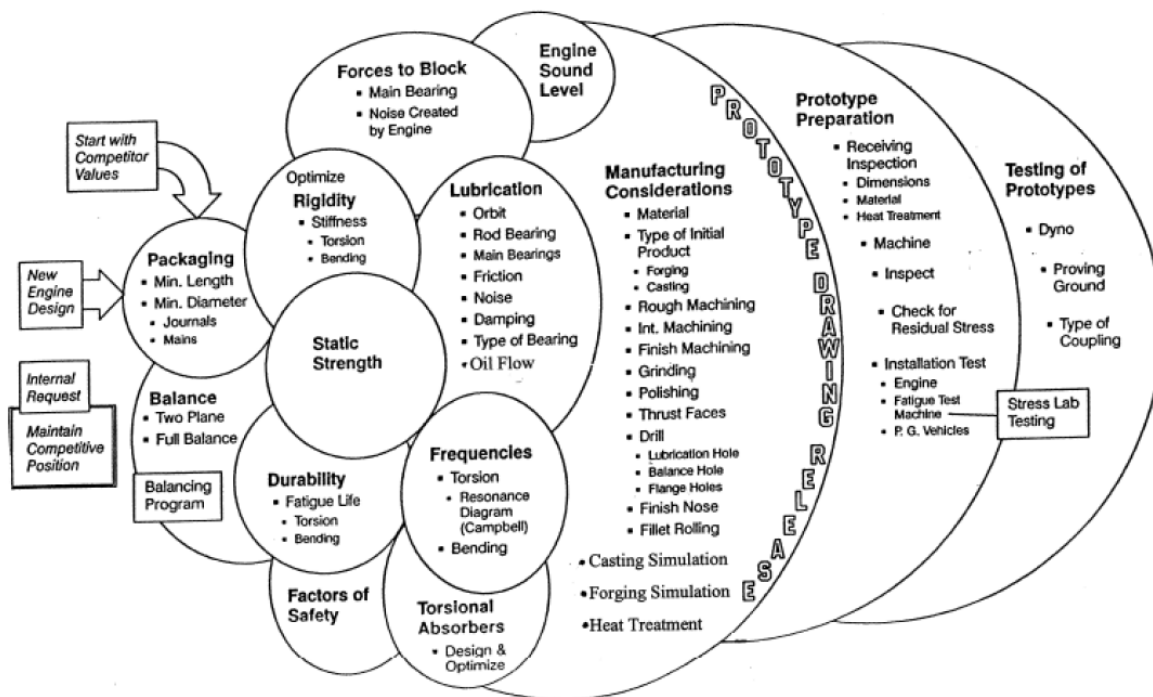


Obr. 38 Jedna z možných syntaxí návrhu KH [9]

² Zpracováno dle MAREŠ, T. *Metodický přístup ke konstrukční optimalizaci* [44]



Tvůrčí proces návrhu klikového hřídele lze rozdělit do několika stádií, přičemž ne vždy má v každém z nich hlavní slovo jedna a tatáž osoba. Z toho důvodu je nutné včas určit hlavní priority funkčnosti hřídele tak, aby při rozhodování o protichůdných opatřeních byla stále volena jedna a tatáž varianta.



Obr. 39: Návrhová syntaxe dle Dubenského [32]

Mezi nejdůležitější fáze konstrukčního procesu patří poznání vnějších podmínek činnosti hřídele, stanovení kritérií určení optima (tj. nejlepší ze schůdných variant), návrh a specifikace formy (tj. výchozího geometrického tvaru apod.), volba návrhových proměnných a stanovení vedlejších podmínek (max. povolené deformace, max. tuhost, specifické geometrické podmínky apod.).

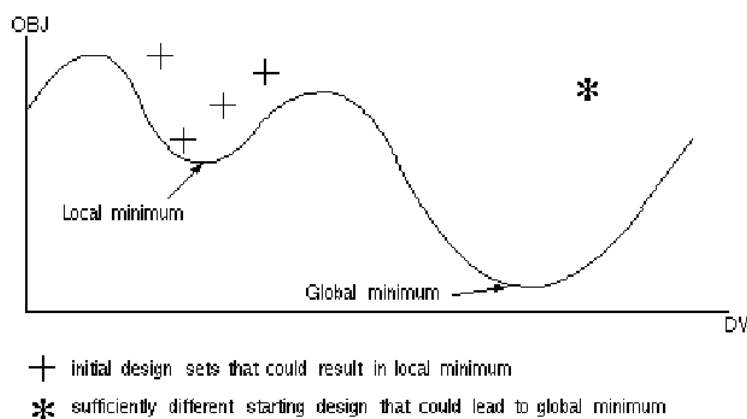
Hledání maximální funkčnosti a účelovosti při daných vedlejších parametrech (např. nákladovost, tuhost) spočívá v podstatě ve variaci měnitelných parametrů za účelem nalezení optima. Nejsofistikovanějším stádiem konstrukčního procesu je tedy optimalizace prvotního návrhu.



4 OPTIMALIZACE

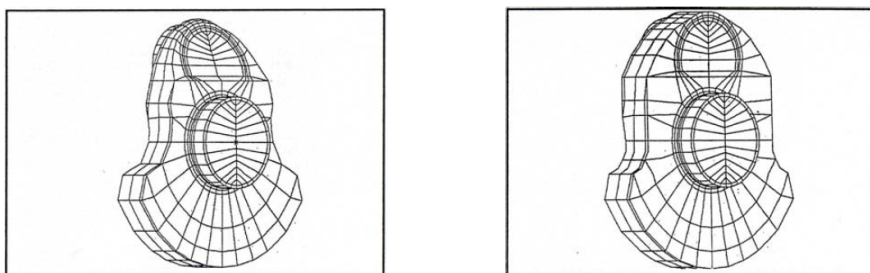
Řešení optimalizačních úloh (a to i ve strojírenství) je v podstatě hledání minimálních či maximálních (obvykle globálních) hodnot funkcí o více proměnných při určitých omezujících podmínkách.

Konstruktérův dohled nad systémově prováděným optimalizačním procesem a začleněním jeho výsledků do stávající konstrukce je však stejně nezbytný; patrné je to např. u problému rozpoznání lokálních a globálních extrémů funkcí, kdy programem interpretovaný výsledek je ovlivněn intervalem vstupních hodnot.



Obr. 40 Ilustrativní obrázek vysvětlující problém lokálního a globálního minima [33]

Jak je z výše uvedeného patrné, využívání optimalizačních metod v inženýrské praxi tedy logicky roste spolu s navyšováním požadavků na úroveň kvality výrobků.



Obr. 41 Ukázka možných výstupů s optimalizačního procesu – obr. vlevo, vpravo původní tvar [34]

Optimalizaci podléhá především rozměr, tvar a topologie součástí. Rozměrem se rozumí velikost jednotlivých částí i konstrukce jako celku, tvarem průběh hranice dané oblasti součásti a topologií počet a umístění děr, spojitost oblastí apod. Souhrnně se o změně těchto tří parametrů hovoří jako o strukturální optimalizaci. [44]



Obr. 42 Změna tvaru záměnou jednoduchých obrysových křivek křivkami typu spline [35]

4.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Veškeré optimalizační principy předpokládají schopnost exaktně určit velikost napětí v součásti a její deformace, aby vůbec bylo možné porovnat vlastnosti optimalizovaného tvaru od původního.

Výpočtové metody založené na analytickém přístupu vedoucí ke „vzorečku“ pro zjištění neznámé veličiny jsou vhodné pouze pro součásti základního tvaru namáhané jednoduchým zatížením. Pro součást typu klikové hřídele by se muselo přistoupit na značná zjednodušení vedoucí k „učebnicovým příkladům“. Dalším faktem je, že analyticky některé úlohy nejsou řešitelné vůbec, typicky staticky neurčité úlohy a úlohy, u níž je známo rozdělení sil na části povrchu tělesa a na zbývající části posunutí, což je častý případ u výpočtů spalovacích motorů. Právě tyto argumenty napomohly rozvoji numerických výpočtových metod.

Metoda konečných prvků jakožto numerická metoda vznikla už v roce 1956, avšak primárně pro vojenské účely. Širšího komerčního využití se dočkala až o více jak deset let později. Zajímavostí je, že inženýři s metodou dlouhé roky počítali, aniž by byla matematicky odvozená a zdůvodněná její konvergence. Tato metoda je vhodná k řešení úloh ve statice, dynamice, termomechanice, hydromechanice, atd.

Podstatou metody je nahrazení tělesa jasně definovaným souborem geometricky relativně jednoduchých elementů (dochází k diskretizaci objemu), přičemž vzájemná vazba mezi sousedními prvky – elementy je realizována pouze v určitých bodech – uzlech. Jejich počet je rozhodujícím pro náročnost výpočtu, protože pro každý bod se sestavuje tzv. matice tuhosti prvku a následně se nechává řešit soustava parciálních diferenciálních rovnic. Jelikož musí platit, že jsou-li v rovnováze síly ve všech uzlech, tak je v rovnováze celé těleso, vyřešení všech soustav rovnic nadefinovaných z uzlů vede k zjištění průběhu namáhání (deformací) v celé součásti. [45]



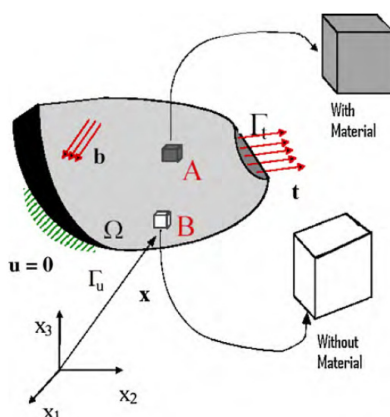
K řešení takových rovnic se ukázaly být nevhodnější variační principy, podle nich z možných variant stavu nebo pohybu se bude realizovat takový, který odpovídá extrému (maximu nebo minimu) nějaké fyzikální veličiny. V mechanice tuhých těles připadají v úvahu variační principy využívající energie vnitřních a vnějších sil:

- princip virtuálních posuvů (Lagrangeův). „*Je-li těleso v rovnováze, pak virtuální práce všech skutečných vnějších i vnitřních sil na virtuálních deformacích je rovna nule.*“ [46]
- princip virtuálních sil (Castiglianův). „*Virtuální práce vnějších a vnitřních sil staticky přípustné virtuální soustavy sil na skutečných deformacích je rovna nula.*“ [46]

4.2 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

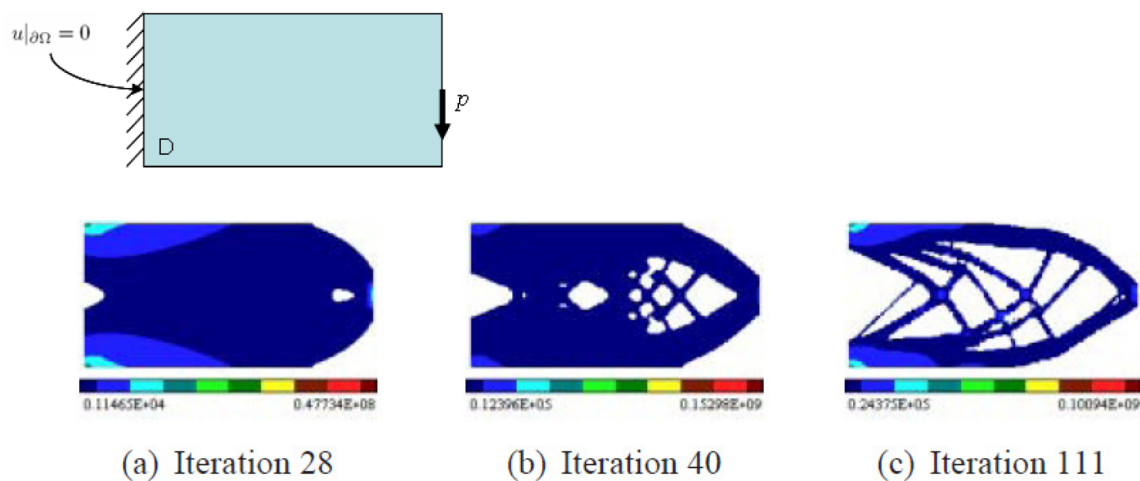
Topologická optimalizace patří mezi nejmladší, nejnáročnější a zároveň nejdynamičtěji se rozvíjející typ strukturální optimalizace. Spočívá v určení nejefektivnějšího rozložení materiálu v objemu součásti, resp. udává, která část objemu by měla být bez materiálu a která s ním.

Důraz na dobrou topologii součásti se tedy klade hlavně při redukci její hmotnosti, tj. v takzvaných MWSC (minimum weight stress constraints, tzn. nalezení minimální hodnoty hmotnosti při zachování omezující podmínky dané hodnotou napětí) úlohách.



Obr. 43 Ilustrativní vyobrazení topologické optimalizace [36]

Principem metody je přiřazení proměnné hodnoty – pseudohustoty – každému elementu v optimalizované oblasti modelu (předpokládá tedy vytvoření sítě z elementů jako u MKP). Tato veličina nabývá hodnot v rozmezí 0 až 1, přičemž čím vyšší hodnota je elementu přiřazena, tím je jeho přítomnost v modelu významnější. [47]



Obr. 44 Příklad úlohy řešené topologickou optimalizací [37]



5 VÝVOJOVÉ SMĚRY NÁVRHU KLIKOVÉ HŘÍDELE³

Cílem této kapitoly je zasadit metody využívané v této práci do kontextu obvyklých vývojových prací na KH, ať již zastaralých či moderních. Jak jasně plyne z následujících řádků, autor se nesnaží obsáhnout celou problematiku spjatou s vývojem KH.

5.1 HISTORICKÝ VÝVOJ

Kliková hřídel je – jak již bylo mnohokrát naznačeno – na výpočet komplikovanou součástí: ať už typem namáhání či tvarovou rozmanitostí. S jejím návrhem se však museli nějak vypořádat inženýři už před několika desítkami let, neboli v době, kdy ještě nebyla dostupná prakticky žádná výpočetní technika. Sloužily jim k tomu **analytické metody**, které však vycházejí ze značných zjednodušení. Nejistota v podobě pravděpodobných odchylek výsledků od skutečného namáhání byla kompenzována vysokým součinitelem bezpečnosti. Špičky napětí v nebezpečných místech se odhadovaly na základě empirických zkušeností vložených do součinitelů tvaru, resp. vrubu a odvozovaly se z napětí nominálních.

Další významné vývojové stadium je spojené již s diskretizací objemu metodou MKP, která dovoluje vystihnout tvarovou náročnost KH. Provede se zatížení hřídele od tlaku plynů a navíc se přidají odstředivé účinky hmoty spolu s nadefinovaným úhlovým zrychlením. Pro každý úhel natočení KH se musí provést korekce působících vlivů – jedná se tedy o **quasi-statickou metodu**. Takový výpočet je časově náročný a do určité míry taktéž nepřesný, protože nezachycuje dynamickou odezvu systému a případné nelinearity při velkých posuvech.

Do tohoto přehledu patří zařadit i **MKP dynamický** výpočet. Při něm se síťování hřídele zjednodušuje nahrazováním některých částí prutovými či skořepinovými prvky a vzniká tak hybridní model, jehož dynamické vlastnosti je nutné pro kontrolu porovnat pomocí modální analýzy s nezjednodušeným tělesem. Hybridní model slouží primárně k určení významných stavů, které se však následně kvůli přesnosti výsledků aplikují na nezjednodušený model.

5.2 SOUČASNÝ TREND

V dnešní době je škála softwarů, které řeší pevnostní či dynamické úlohy, velmi široká, přičemž se ukazuje, že není vhodné řešit souhrnně problematiku KH pouze v jednom z nich. Tvoří se proto metodologické syntaxe, které spojují dílčí výpočtové kroky v jeden ucelený blok tak, aby byly výsledky díky využití na každou oblast specializovaného aparátu dostatečně přesné a zároveň aby se výpočtový čas pohyboval v únosných mezích.

Takovému komplexnímu přístupu nejlépe odpovídá hybridní výpočtový model, který integruje diskretizaci objemu a řešení víceosé napjatosti metodou konečných prvků (MKP, dále „FEM“ – z anglického Finite Element Method), dynamickou simulaci běhu motoru

³ Zpracováno dle KUCHARŤ, P. *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů* [25]



(MBS – Multi Body System), elasto-hydrodynamickou charakteristiku kluzných ložisek (EHD) a řešení únavové problematiky (FEMFAT): model **FEM-MBS-EHD-FEMFAT**.

Takovéto hybridní metody se někdy označují jako modální simulace poddajných těles, protože hlavní problém FEM výpočtů – velký počet stupňů volnosti – je řešen pomocí modální syntézy.

5.2.1 MODÁLNÍ SYNTÉZA

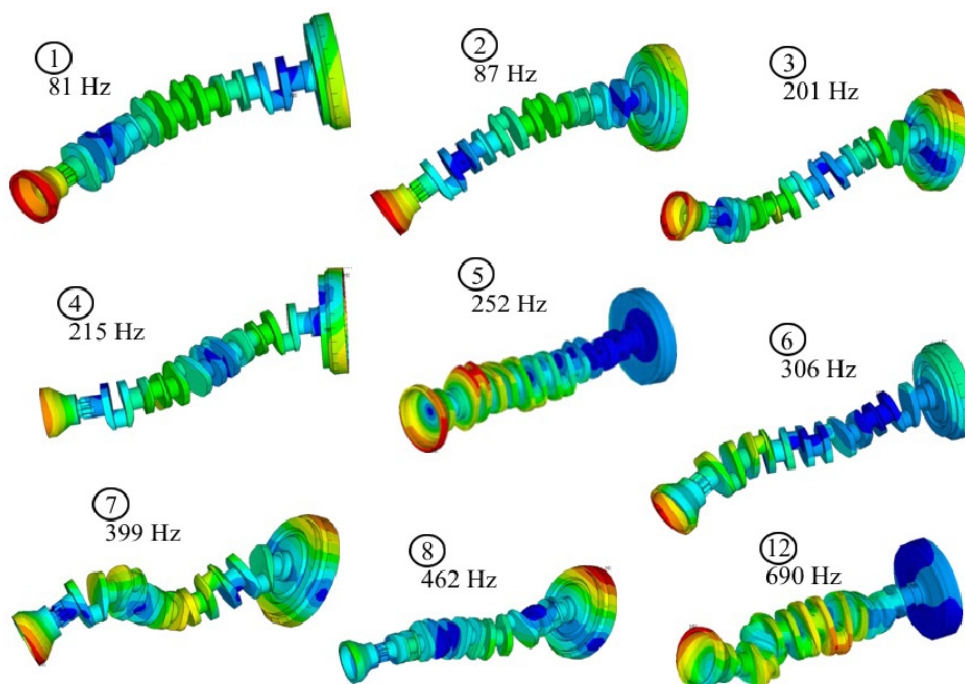
Bez redukce počtu stupňů volnosti by prakticky nebyla kvůli hardwarové náročnosti dynamická simulace běhu motoru vůbec možná. Pro přiblížení lze uvést, že standardně vysítovaná hřídel dosahuje řádově stovek tisíců stupňů volnosti, přičemž model celého klikového ústrojí v MBS systému jich má po syntéze „pouze“ stovky. Tato metoda vychází z teorie kmitání lineárních diskretních modelů.

Nejvyužívanější metoda modální syntézy je **Craig-Bamptonova metoda**, která je založena na aproximaci reálné deformace poddajného tělesa u lineární kombinací relativně malého počtu tvarů, tzv. *mode shapes* – Φ , kde koeficienty těchto vektorů jsou modální souřadnice, tzv. *modal coordinates* – q . Tato metoda předpokládá hledání výsledků pouze v určitém frekvenčním rozsahu, protože při ní dochází k ořezání přenosového rozsahu frekvencí tělesa. Prakticky se postupuje tak, že se pomocí FEM softwaru zjistí skutečné modální tvary a nadefinují se tzv. *interface uzly*, do kterých lze posléze aplikovat okrajové podmínky.

Pro nezkreslený popis chování tělesa se modální tvary Φ rozlišují do dvou skupin dle způsobu jejich zjištění:

- vazební módy (*constraint modes*): kmity buzeny v jediném interface uzlu, přičemž ostatní jsou pevně uchyceny
- normální módy (*fixed-boundary normal modes*): modální analýza při zamezení pohybu všem interface uzlům.

Deformace tělesa je tedy vlastně popsána pomocí deformací příslušných módů s přidruženými modálními souřadnicemi. Takové zobecnění matic tuhosti a hmotnosti se provádí modální transformací, jejímž řešením se však nedostanou matice diagonální, které jsou výhodné pro snížení náročnosti dalších výpočtů. Proto je vhodné následně zařadit ortonormalizaci těchto matic.



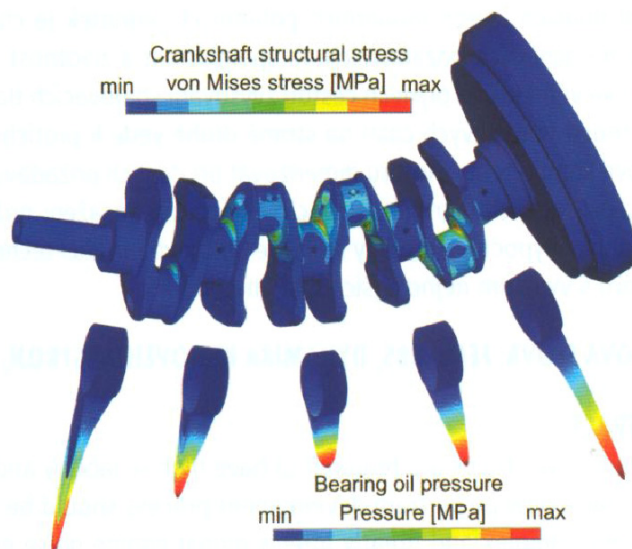
Obr. 45 Normální módy KH řadového šestiválcového motoru [38]

Metoda modální syntézy dokáže velmi dobře popsat chování KH v nebezpečných rezonančních stavech, usnadňuje výpočet životnosti a umožní vyhodnotit průběh namáhání během celého cyklu v přijatelném čase.

5.2.2 ELASTO-HYDRODYNAMIKA KLUZNÉHO LOŽISKA

Pro věrné zachycení vlastností uložení klikové hřídele je nutné uvažovat s poddajností ložisek, která je ovlivňována tuhostí bloku motoru a tuhostí olejového filmu. Ten lze chápat jako pomyslnou výplň mezi čepem KH a kroužkem ložiska. V návaznosti na změnu polohy středu čepu KH během spalovacího cyklu se periodicky mění i vlastnosti mazací vrstvy; právě to je důvod vkládání EHD modelu do výpočtu klikového ústrojí.

Dynamické chování hydrodynamických ložisek se řeší pomocí Reynoldsovi rovnice, jejímž výstupem je žádané rozložení tlaků podél čepu a umožňuje zachytit i naklápění ložisek v pánvích vlivem průhybu KH. Tato rovnice však není analyticky řešitelná a do EHD modelu je tedy nutné zakomponovat podprogram s iteračním algoritmem pro její vyřešení.



Obr. 46 Rozložení tlaku v olejovém filmu kluzného ložiska při naklopení čepu [39]

5.3 METODIKY VYUŽÍVANÉ KONCERNEM VW

Ucelených postupů návrhu KH není ve světě zatím příliš mnoho, přičemž zřejmě dvě nejvyužívanější nachází uplatnění i ve společnosti českému prostředí nejbližší – koncernu VW.

5.3.1 METODIKA ECS

Pod tímto označením se skrývá návrhový proces, který v prvním kroku využívá FEM program pro redukci stupňů volnosti, následně aplikuje dynamický výpočet spolu s EHD v programu MSC.Adams a pro stanovení únavové bezpečnosti využívá software FEMFAT-MAX.

Zpracování CAD modelu pro potřeby FEM systému (modální syntézu) je pro obě metodiky v podstatě stejné: spočívá v uchycení interface uzlů ke zbytku struktury, přičemž je nutné dbát na rovnoměrný přenos sil od tlaku plynů na čep, aniž by docházelo k umělému vytvoření reálně neexistujících špiček napětí.

Pro práci v MBS prostředí využívaný MSC.Adams je univerzálním softwarem, který umí zahrnout i poddajnost těles. Navíc v sobě obsahuje několik nadstavbových modulů, jenž ulehčí přípravu modelu díky knihovně předmodelovaných ústrojí. Další výhodou je relativní snadnost implementace EHD problematiky přímo do dynamické simulace.

Univerzálnost MSC.Adams hraje roli i ve čtení výsledků – nabízí široké spektrum možností jejich vykreslování, transformací, atd. Při požadavku na některý z nenabízených výstupů, např. hranic maxima a minima reakcí v ložiskách, lze měřené hodnoty vyexportovat a zpracovat v některém z matematických programů.

Předností této metodiky je rychlé načtení souboru s modálními napětími všech vyhodnocovaných otáček do FEMFATu, protože k tomu stačí pouze jediný krok.



Obecně lze říci, že ECS vyniká především univerzálností použití a je tedy vhodná i pro méně specializovaná pracoviště. Z toho plyne mimo jiné i její větší rozšířenost.

5.3.2 METODIKA AVL

Hlavní odlišností této metodiky od prvně uvedené je v oblasti práce v MBS prostředí, kde je využit software AVL.Excite.

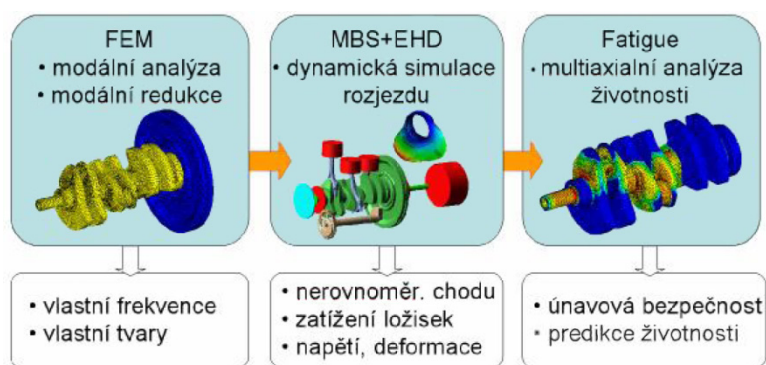
Redukce počtu stupňů volnosti je u této metodiky zdlouhavější, protože uvažuje s větším počtem interface uzlů a také s redukcí kompletního ústrojí, tzn. hřídele včetně např. tlumiče torzních kmitů. Časovou náročnost prohlubuje také způsob modelování uložení hřídele, kdy se zavádí do výpočtu poddajnost klikové skříně i celého bloku motoru.

Samotná příprava MBS modelu je však velmi elegantní, protože vyžaduje pouze vyplnění předpřipravených tabulek. Stinnou stránkou takového modelování se ale může stát ztráta přehlednosti. To samé lze říci o práci s výsledky simulace; specializovanost tohoto softwaru na jednu stranu uživatele potěší množstvím již zakomponovaných typů výstupu, ale na druhou prakticky zabraňuje nějaké vlastní kreativě a dalšímu zdokonalování.

Tuto metodiky je vhodné využít na pracovištích, kde se prakticky denně provádějí výpočty klikových hřídelí. Cílenost právě na tuto problematiku totiž brání nějaké širší aplikaci i na jiné části spalovacího motoru.

6 FEM/MBS/FAT NÁSTROJE METODY ECS

S příchodem počítačové podpory konstruování se obměnily hranice, kterými je inženýr limitován. Jeho schopnost dosáhnout při výpočtu přesných výsledků je omezena dovednostmi softwaru, který využívá. Jak lze vyrozumět z předchozího textu, úzká specializace sofistikovaných programů může přinést dostatečnou přesnost výpočtu pouze pro optimální typ příkladu, pro který je daný aparát navrhnut. Problematiku klikového ústrojí jakožto tepelně i mechanicky namáhaného celku však není možné popsat pouze jediným výpočtovým programem. Proto se inženýrské know-how projevuje zejména v dovedném využívání těch správných programů a přechodu mezi nimi. Kategoricky lze takové programy – jak je vidět na níže uvedeném schématu – rozdělit do tří skupin.

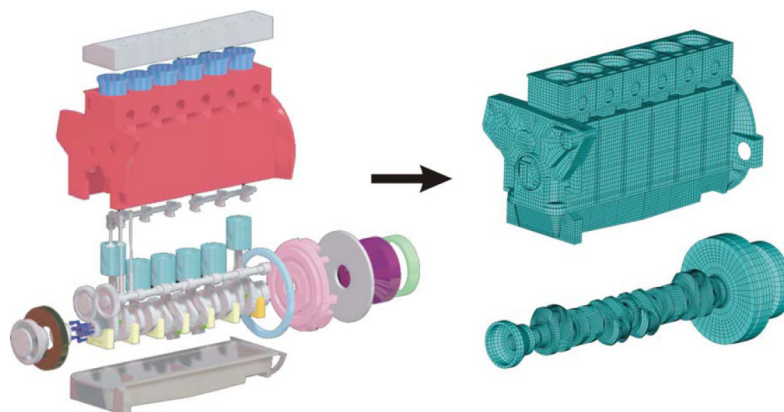


Obr. 47 Obecné schéma výpočtu modální metodou [40]

6.1 FEM PROBLEMATIKA

Nejrozšířenějšími programy určených pro práci metodou konečných prvků jsou ANSYS, Nastran, či Abaqus. Ačkoli většina takovýchto programů má integrovány i jednoduché objemové modeláře, tak se zpravidla komponenty hnacího ústrojí importují z programů typu ProEngineer, SolidWorks apod. a jsou tedy vstupem pro další práci.

Prvotní činností FEM programů je samotná diskretizace objemu. Počet nově vzniklých elementů by měl být rozumným kompromisem mezi přesností výpočtu a výpočtovým časem, přičemž je vhodné jejich velikost volit proměnně s ohledem na složitost a důležitost té dané části objemu, tzn. např. v místech možných iniciací trhliny jejich velikost zmenšovat apod.



Obr 48 CAD a FEM model částí vznětového řadového šestiválce [41]

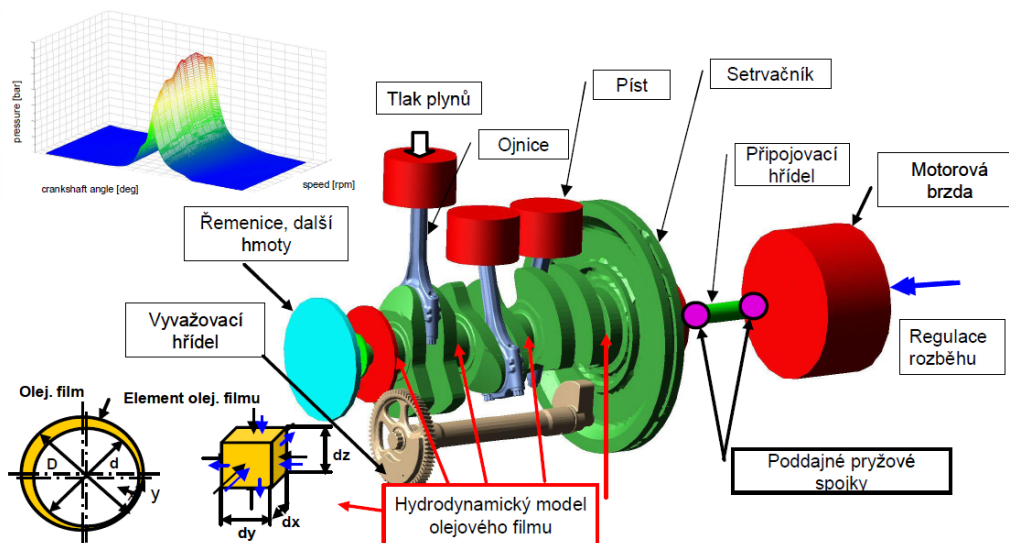
Dalším krokem ve FEM prostředí je příprava modelu na výše popsanou modální syntézu. Ta prvotně zahrnuje i modální analýzu, díky níž je možné porovnávat základní tvary kmitů jednak různých variant návrhů s ohledem na jejich pevnost a pak je také využívá pro kontrolu modelu s redukováným počtem stupňů volnosti po provedené syntéze.

Po ukončení dynamické simulace se zjištěná data importují opět do FEM softwaru, kde se veličiny rozloží z uzlů zpět na celou součást a statickou metodou se zjišťuje velikost a průběh napětí a deformací. Tento postup je nazýván zpětnou transformací, což je jen jeden z několika možných způsobů, jak vyhodnotit MBS programem zjištěné posuvy, rychlosti a zrychlení interface uzlů. Dalšími možnostmi jsou např. dynamické simulace ve FEM s předpisem stupňů volnosti či sil v interfacech uzlech, nebo využití nadstavbového modulu v MBS (Adams/Durability).

6.2 MBS PROBLEMATIKA

Provádět dynamické výpočty by bylo teoreticky možné i ve FEM softwaru, ale vzhledem k tomu, že se takový výpočet provádí v širokém časovém rozmezí, s velkým počtem dílčích kroků (krok mezi jednotlivými výpočty bývá velmi malý, běžná je hodnota $0,01^\circ$ natočení klikové hřídele) a obrovským počtem stupňů volnosti modelu by byla doba výpočtu neúnosně dlouhá a hardwarové nároky na pracoviště nákladné. Právě proto je velmi výhodné využít MBS programy – v tomto případě MSC Adams.

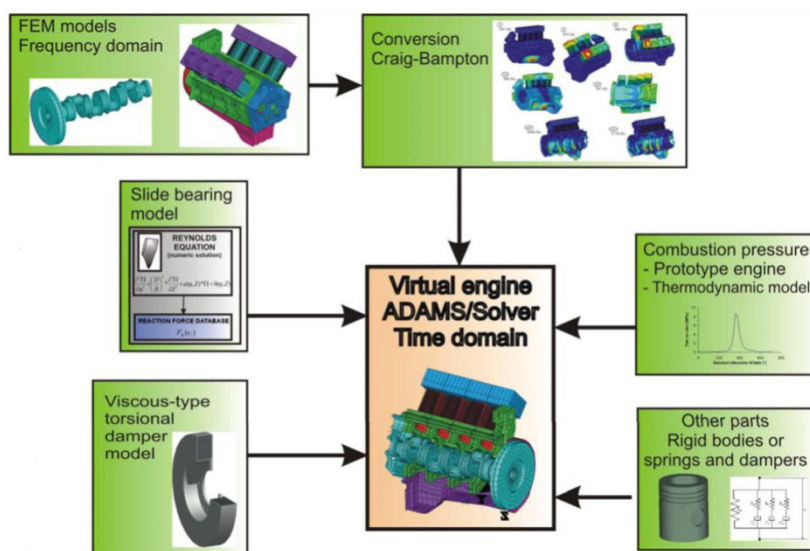
Model hnacího ústrojí v MBS se dá de facto považovat za prototyp, protože dokáže věrně odsimulovat všechny provozní režimy. Přitom náklady na realizaci takového virtuálního prototypu jsou nesrovnatelně nižší, než jak by tomu bylo v případě prototypu reálného.



Obr. 49 Model hnací ústrojí v MBS prostředí [25]

Základní typickou vlastností součástí modelu tvořeného v MBS je jejich nepoddajnost. V případě návrhu klikového hřídele je tato skutečnost překážkou, která se odstraňuje načítáním matic hmotnosti a tuhosti dané součásti z FEM softwaru – jak bylo výše popsáno. Při této operaci je nutné mít na paměti, že teoretickým východiskem byla modální syntéza a je tedy uvažováno pouze s lineárními deformacemi. Obvykle je tímto způsobem načtena KH se setrvačnickem a ostatní tělesa zůstávají nepoddajná.

Důležitým prvkem pro přiblížení simulace realitě je integrace EHD modelu. Ten v každém kroku vyhodnocuje zátěžný stav, přiřazuje ho k co nejpodobnějšímu stavu z předchystané databáze, v níž je ke každému stavu nadefinována reakční síla olejového filmu.



Obr. 50 Schéma MBS výpočtu klikového ústrojí [42]

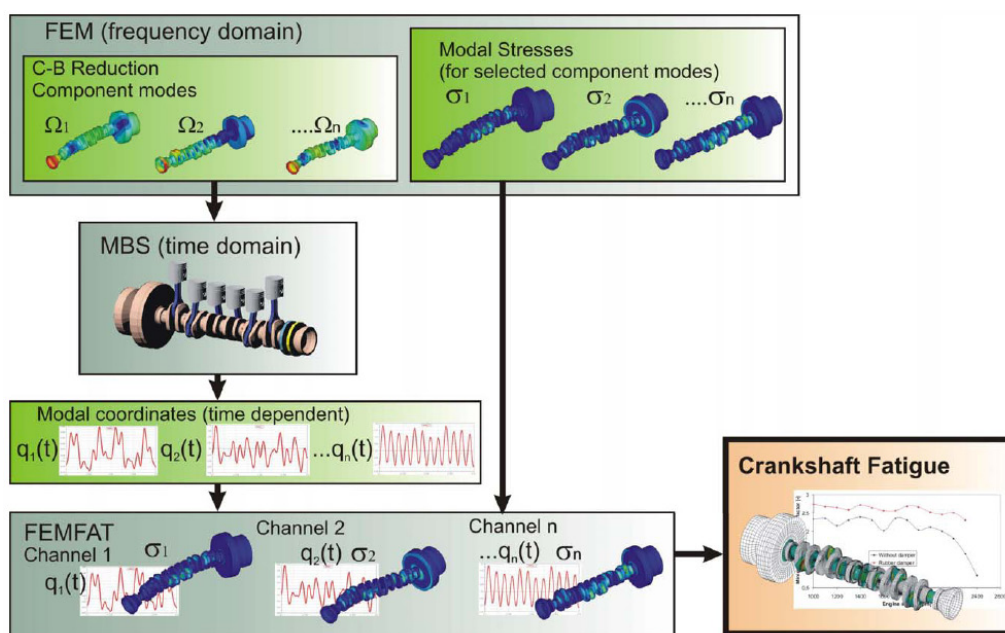
Dynamická simulace se provádí při zatížení odpovídajícímu vnější rychlostní charakteristice, a to od otáček volnoběžných až po maximální.

Následná práce s výsledky z MBS se odlišuje dle záměru, se kterým byla simulace prováděna a obvykle v každém případě existuje hned několik způsobů, jak ke kýženým informacím dospět. V případě hledání napjatosti mohou být např. data exportována zpět do FEM – jak již bylo diskutováno. Za nejsnazší a zároveň nejpřesnější způsob bývá považován součet jednotlivých průběhů modálních napětí korigovaných příslušnými modálními souřadnicemi, jehož výsledkem je časový průběh napětí.

6.3 FATIGUE PROBLEMATIKA

Únavová pevnost je při optimalizaci KH tím nejspolehlivějším ukazatelem, který signalizuje nebezpečné či naopak předimenzované oblasti hřídele. Vyžaduje sofistikovanější aparát než např. hledání napjatosti a v oblasti výpočtů tedy představuje poslední krok v hierarchii procesů.

V popisované metodice ECS se pro výpočet únavové pevnosti používá program FEMFAT a jako vstupy pro výpočet slouží data z MBS, tedy modální napětí a jejich tvary, tzn. opět se využívá modální syntézy.



Obr. 51 Schéma výpočtu únavové životnosti [42]

Vyhodnocení únavové životnosti KH se dá realizovat buď výpočtem samotné únavy, k čemuž je ale nutné znát celkové spektrum zatěžování, které se následně kategorizuje (např. metodou stékání deště). Tento způsob je vhodný zejména pro oblast nízkocyklové únavy. Další možností je výpočet bezpečnosti (safety factor) vůči mezi trvalé pevnosti, který nepřipouští sebemenší porušení. Používá se pro oblast vysokocyklové únavy a pro řešení KH je tedy vhodnější.



Problém životnosti se tedy „smrskne“ na hledání kritických míst – míst s minimální hodnotou koeficientu bezpečnosti, který je dán poměrem skutečného napětí ku mezi trvalé pevnosti. Tato místa jsou zpravidla v oblastech blízko vrubu – typicky ústí mazacích kanálů apod. a velikost koeficientu se u nich stanovuje při všech jízdních režimech.

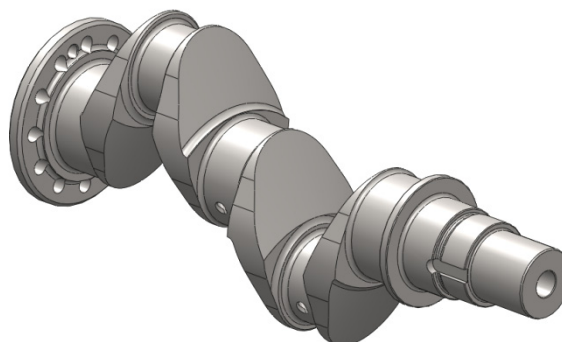
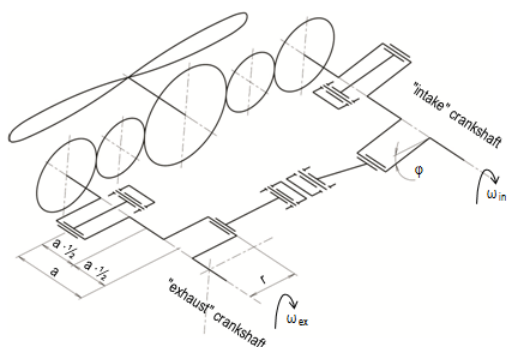


7 IDEOVÝ NÁVRH TVARU ŘEŠENÉ KH

Hlavním předmětem této práce je provedení optimalizačních kroků na jedné konkrétní klikové hřídeli – hřídeli leteckého motoru s protiběžnými písty, což je relativně nestandardní uspořádání a předchozí rešeršní část týkající se tvarových tendencí KH moderních motorů tedy nemohla být nejen vzhledem k nedostatku dostupných informací provedena se zaměřením pouze na něj. Rozporuplné závěry vyvstávající z předchozích řádek zabývající se obecně problematikou klikových hřídelí se projeví i na zvolené strategii optimalizace: bez užití rigorózních metod byly vytvořeny dvě ideové varianty, přičemž u jedné byla cílem minimální hmotnost (varianta odlitek) a u druhé maximální torzní tuhost (varianta výkovek). Předpoklad byl takový, že výsledný tvar bude kompromisem těchto variant.

7.1 STÁVAJÍCÍ TVAR

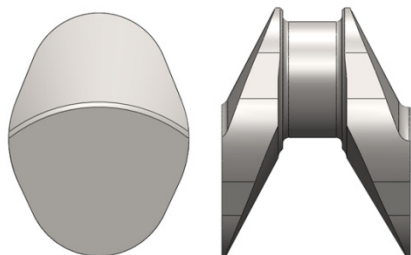
Koncepce motoru s protiběžnými místy nachází uplatnění prozatím pouze v leteckém odvětví; je typická výhodným poměrem váhy k výkonu, za což jsou odpovědné především vysoké spalovací tlaky.



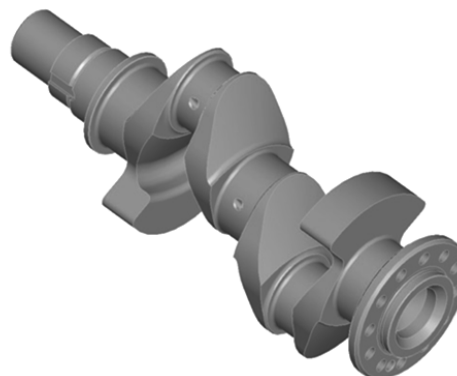
Obr. 52 Schéma motoru s protiběžnými písty [48]

Obr. 53 Původní tvar optimalizované KH

Vysoké spalovací tlaky jsou patrné i z tvaru řešené KH, jenž je oproti běžným automobilovým na první pohled daleko robustnější. Další nezvyklostí je absence vývažků. Vysoký krouticí moment, poměrně nízké maximální otáčky a malá délka hřídele činí jevy spjaté s nevyvážeností zanedbatelnými. Vývažky by v tomto případě zbytečně zvedaly celkovou hmotnost hřídele.



Obr. 54 Detail zalomení původní KH

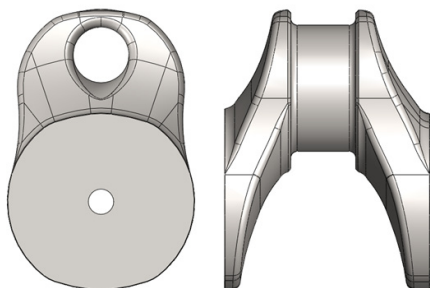


Obr. 55 Původní KH, momentově vyvážená [48]

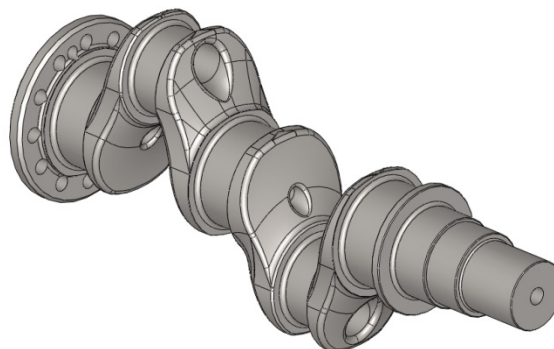


7.2 ODLITEK

Při uvažování homogenního materiálu KH (bez „cizích“ tělísek) je její hmotnost přímo úměrná objemu. Cíl minimální hmotnosti se tedy v tomto případě redukuje na snahu o zeštíhlení ramen zalomení tak, jak to jen technologie odlévání dovoluje při současném zachování alespoň postačující únosnosti.



Obr. 56 Detail zalomení varianty odlitek



Obr. 57 Varianta odlitek

Specifickým prvkem této varianty jsou duté čepy. Jak je uvedeno výše, je to způsob efektivního odebrání hmoty, tzn. poměr úbytku hmotnosti ku ztrátě pevnostních vlastností je příznivější, než jak by tomu bylo u odebrání materiálu v jiné části hřídele. K opravdu významnému odebrání došlo zejména v oblasti klikového čepu; velikost otvoru v hlavním čepu je však limitována velikostí přesazení obou čepů.



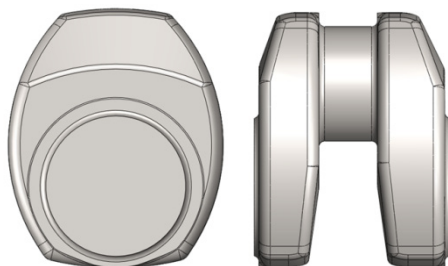
Obr. 58 Varianta odlitek před obrobením

Při pohledu zepředu i z boku na obrysové křivky zalomení je patrná jejich konvexnost jakožto prostředek pro tvar plynule spojující čepy ležící v relativní blízkosti (jsou tzv. „překryté“) při současné redukci plochy průřezu ve středové části zalomení. Tato varianta díky tomu působí oproti původní verzi „štíhleji“.

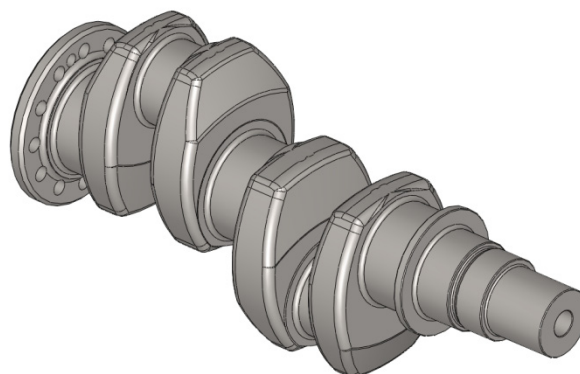


7.3 VÝKOVEK

Snaha o maximalizaci torzní tuhosti není u této varianty tolik patrná jako u předešlé snaha o redukci hmotnosti. S přihlédnutím k technologii výroby byl její tvar nakonec volen spíše jako celkově robustní a tím pevnostně na vysoké úrovni i pro namáhání ohybovým.



Obr. 59 Detail zalomení varianty výkovek



Obr. 60 Varianta výkovek

Torzní tuhost, jak bylo později početně ověřeno, podporuje „vejčitý“ tvar zalomení, patrný při pohledu z boku. Přední pohled odhaluje snahu o téměř maximální využití prostoru mezi sousedními čepy; obdélníkový průřez narušují pouze relativně drobná zkosení.

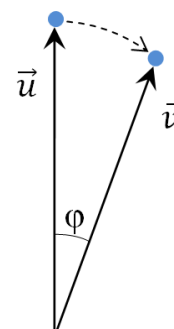
7.4 POROVNÁNÍ VARIANT

V této fázi návrhu bylo prakticky pracováno pouze se dvěma veličinami: hmotností a torzní tuhostí, resp. jejich poměrem. Výsledky porovnání vyhotovených variant se sice zdály být lehce předvídatelné, avšak pro další činnost nikoliv bezvýznamné. Zkušenosti nabyté sledováním změn vlastností ideových návrhů, které přinášely různé tvarové variace, byly uplatněny v pozdější fázi optimalizačního procesu.

Torzní tuhost byla vyjádřena a následně počítána z níže uvedeného vztahu (1), přičemž pro zjištění velikosti úhlové deformace způsobené jednotkovým (porovnávacím) zatížením (1000 Nmm) bylo využíváno MKP (program ANSYS). Nutno dále podotknout, že porovnávání byly podrobeny – z důvodu snížení početní náročnosti – zjednodušené modely.

$$M_k = c \cdot \varphi, \quad (1)$$

kde M_k je zátěžný krouticí moment,
 c je zjišťovaná torzní tuhost,
 a φ je úhlová deformace.



Obr. 61 Schéma zatěžování při určování torzní tuhosti

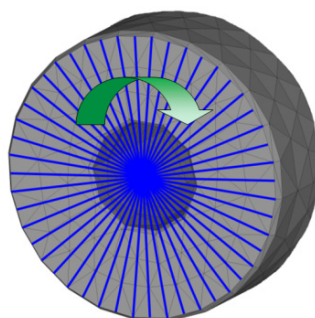
Obr. 62 Schéma posunu uzlu

Postup zjišťování úhlového natočení konce hřídele byl následující: z ANSYSu byly exportovány souřadnice uzlů ležících v inklinované rovině před a po zatížení a z jejich difference vztahem (2) pro úhel mezi vektory počítáno natočení.

$$\cos(\varphi) = \frac{\vec{u} \cdot \vec{v}}{|\vec{u}| \cdot |\vec{v}|} \quad (2)$$

kde \vec{u}, \vec{v} jsou vektory vytvořené ze souřadnic uzlů před, resp. po zatížení.

Výsledky získané popisovaným způsobem by měly být ekvivalentní s velikostí natočení nodu, do kterého byly svedeny výztuhy – pomocné elementy – zajišťující chování zatěžované roviny jako jednoho celku a zabraňující tak nereálným deformacím kvůli špičkovým napětím vzniklým na nodech s umístěným zatížením. Pro kontrolu byly hodnoty získané z obou možných způsobů porovnávány (s cílem odhalit případné nestandardní chování sítě) a pro potřeby dalších kroků počítán jejich aritmetický průměr (i přes to, že jejich difference byla ve všech případech zanedbatelná).



Obr. 63 Ukázka vyztužení obvodových nodů elementy MPC 184


Tab. 1 Porovnání ideových návrhů s původním tvarem

VARIANTA	HMOTNOST [kg]	NATOČENÍ [deg]	TORZNÍ TUHOST [N.m.rad ⁻¹]	POMĚR TUHOST/HMOTNOST	
				[N.m.kg ⁻¹ .rad ⁻¹]	[%]
PŮVODNÍ	8,6	0,44	130,2	15,1	100
ODLITEK	7,7	0,52	110,3	14,3	94,7
VÝKOVEK	11,6	0,36	158,9	13,7	90,7

Jak vyplývá z *Tab. 1*, navržené varianty splnily očekávání a v oblastech, na něž byl kladen důraz, dosáhly nejlepších hodnot. Poměrová veličina však ukazuje, že zlepšení v jedné oblasti přineslo výrazné zhoršení ve druhé, a tak tvar původní hřídele nebyl předčten. Cílem následné optimalizace by tedy mělo být nalezení takové kombinace tvarových prvků, jenž by umožnila přiblížení se hmotnostním parametrům varianty odlitek při co největším zachování tuhosti varianty výkovek.

Díky provedení ideových návrhů je možno vymezit hranice, ve kterých se bude konečný optimalizovaný tvar pohybovat. O tom, zda se bude pohybovat blíže variantě odlitek či výkovek, rozhodne následné vymezení cílů.

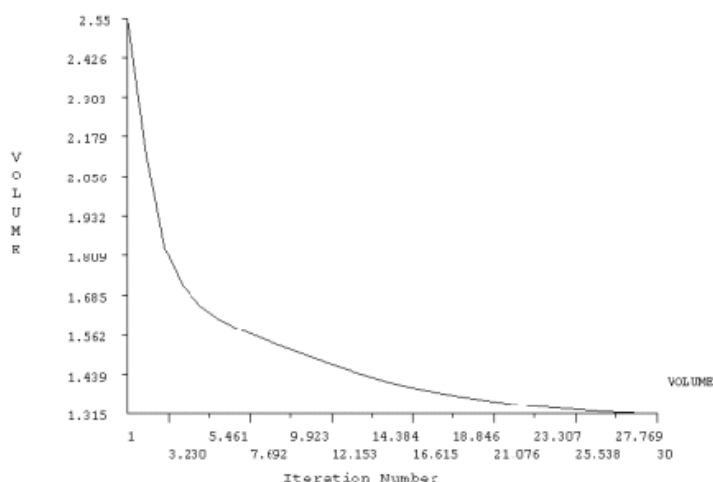


8 OPTIMALIZACE TVARU POMOCÍ MKP

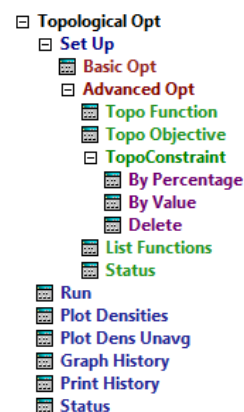
V kapitole věnující se základním pojmům optimalizace byla za moderní a progresivně se rozvíjející metodu označena optimalizace topologická, díky které konstruktér získává představu o nejvhodnějších místech odebrání materiálu. Tato místa bývají mnohdy uvnitř součásti a i pro oko zkušeného konstruktéra mohou zůstat neodhalitelná. Právě proto je nutné využít pokročilých nástrojů dnešních konstruktérských softwarů.

8.1 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE V PROGRAMU ANSYS

Pro potřeby této práce byl využíván program ANSYS, který má v sobě již v základní verzi zakomponován modul „Topological Opt“. Ten uživateli dává na výběr při provádění topologické optimalizace na základě nadefinovaného zatížení ze dvou cílů: odebrání nominální velikosti objemu, nebo určité procento z celkového objemu před optimalizací.



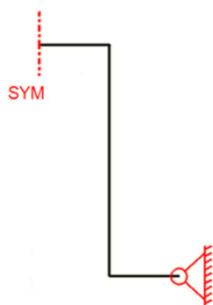
Obr. 64 Odebraný materiál v závislosti na počtu interakcí [33]



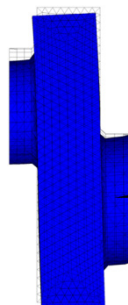
Obr. 65 Menu Topological Opt

8.2 APLIKACE ZATÍŽENÍ

Optimalizační práce na KH lze v našem případě „smrsknout“ pouze na hledání tvaru ramena zalomení. Toho bylo s výhodou využito i při optimalizaci pomocí MKP. Zatížení a následně optimalizační interakce aplikované pouze na jediné rameno výrazně snížily nároky na používaný hardware a hlavně celkový čas řešení. ANSYS takovýto styl zjednodušení podporuje a umožňuje použít jako vazebný prvek symetrii součásti; v našem případě byla tato vazba aplikována na plochu půlicí klikový čep.



Obr. 66 Schéma zavazbení

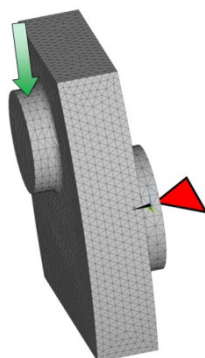


Obr. 67 Deformované rameno po aplikaci svislého zatížení

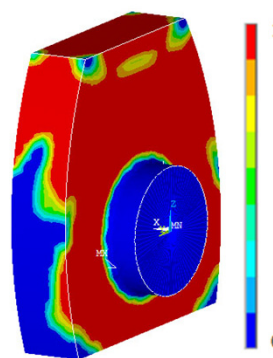
8.2.1 OHYB

Simulovat pro potřeby topologické optimalizace skutečná namáhání ramene zalomení není nezbytné. Má-li být součástí odebráno určité procento objemu, provede se to bez přímé vazby na nominální hodnotu zatížení. Důležité je dodržet charakter namáhání tak, aby se deformovaný tvar přibližoval tvaru reálné deformace, neboli aby poměrné rozložení napětí v řešené oblasti bylo stejné (bez ohledu na rozdíl v nominálních hodnotách) jako ve skutečnosti.

Kombinované namáhání KH zde bylo rozloženo do dvou směrů: směr generující normální napětí (ohyb) a napětí tečná (krut).



Obr. 68 Schéma zatěžování: ohyb

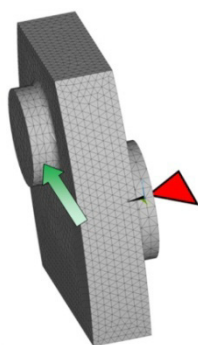


Obr. 69 Vykreslená pseudohustota pro ohyb

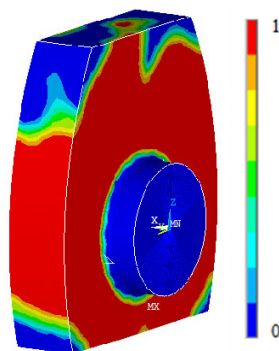
8.2.2 KRUT

Oproti předchozímu případu dosahuje namáhání krutem menších hodnot, paradoxně přestože síly, které ho způsobují, jsou právě ty kýžené síly tvořící krouticí moment, jenž je posléze distribuován k vrtuli (kolům vozidla).

Pakliže by nominální hodnota ohybového zatížení byla zvolena bez jakékoliv vazby na skutečnost, jako tzv. jednotkové zatížení, muselo by být k němu zatížení v krutu – jak je popsáno výše – v určitém poměru, který by odpovídal reálnému poměru. Pro potřeby této práce však byly k dispozici naměřené spalovací tlaky, z nichž byly obě veličiny vypočteny, viz níže.



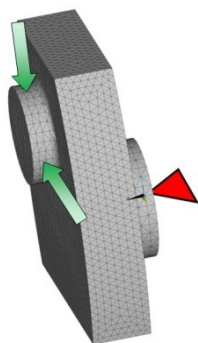
Obr. 70 Schéma zatěžování: krut



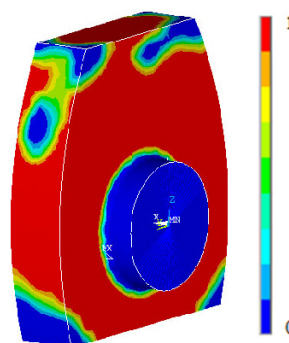
Obr. 71 Vykreslená pseudohustota pro krut

8.2.3 KOMBINOVANÉ NAMÁHÁNÍ

Modul Topological Opts v ANSYSu dovoluje provést optimalizaci hned pro několik namáhání zároveň, přičemž uvažuje jejich současné působení. Prakticky se to provádí načtením výsledných napět'ových stavů od jednotlivých namáhání do tzv. Load Cases, z nichž pak jsou selekcí (nabídka Combin) vybrány ty, které mají být do optimalizace zahrnuty. Využití této možnosti pro kombinaci dvou výše uvedených zatížení se zdá být na první pohled výhodné, přesto byla tato skutečnost pro jistotu ověřena na hned několika pomocných modelech.



Obr. 72 Schéma zatěžování: kombinované nam. **Obr. 73** Vykreslená pseudohustota pro kombin. nam.

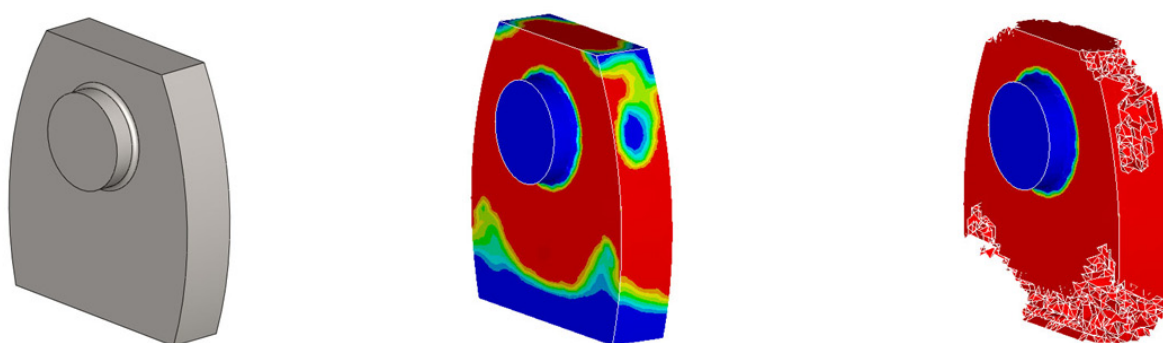


Ukázalo se, že nejvýhodnější pro další činnost bude skutečně vyhodnocovat tento způsob zadávání kombinace namáhání, a to nejen z časových důvodů. Při uvážení, že při přenášení výsledků jednotlivých interakčních mezikroků optimalizace do objemového modeláře pro potřeby dalších kroků budou nutně vznikat drobné odchylky, tak je pro zvýšení přesnosti přínosné exportovat pouze jedinou – z mezikroku vzejitou – předlohu. Jako další výhodu lze uvést snadnější korekce modelu pro dodržení symetričnosti.



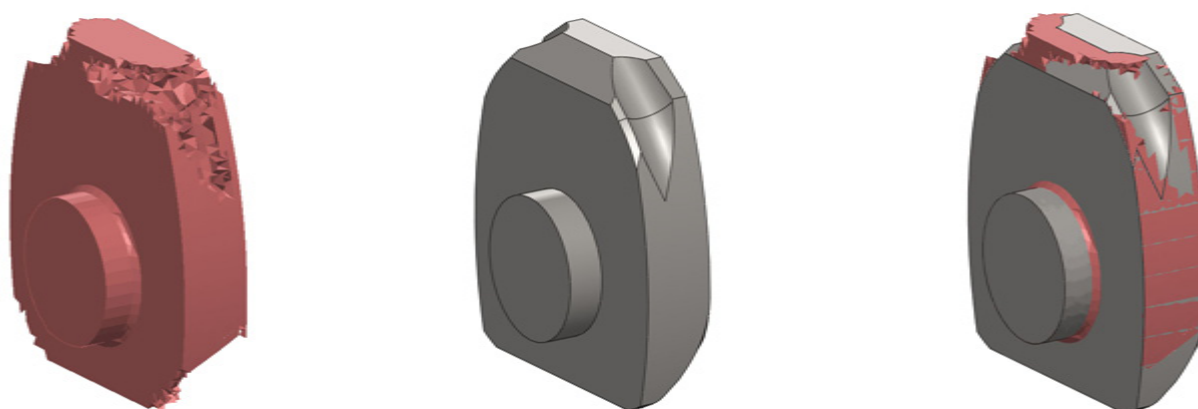
8.3 INTERAKČNÍ MEZIKROKY

Obvyklá doporučení k takovému typu optimalizace, kdy software sám odebírá materiál, praví, že výchozím tvarem by měla být geometrie o mnoho rozsáhlejší, než je předpokládaný výsledek. Jak již bylo poznamenáno v kapitole 4, lze použít i maximální možný zástavbový prostor – v našem případě by to byl objem klikové skříně. Ten ale autorovi této práce není detailně znám, navíc by to znamenalo navrhnout výchozí tvar zalomení jako prvek, jehož příslušnost ke KH by byla jen těžko rozpoznatelná a u výsledků mezikroků by se jen stěží odhalovaly možné chyby. Vzhledem k tomu, že KH obecně již není neznámou součástí a dá se tedy výsledný hrubý tvar předpovědět, byl výchozí tvar navrhnut s ohledem na intuitivní schopnosti autora.



Obr. 74 Výchozí tvar před a po provedení prvního mezikroku optimalizace

Jak již bylo zmíněno, před spuštěním optimalizace uživatel zadává množství objemu, jenž má být odebráno. Z toho lze nabýt dojmu, že je zbytečné provádět několik dílčích mezikroků s pouze drobným odběrem. Snahou autora však bylo nedopustit zasažení míst, které jsou důležité z jiných než pevnostních důvodů a nedovolit tak softwaru vytvoření jiného tvaru, než přípustného. Nepřehlédnutelným cílem této činnosti bylo také porozumět zákonitostem a vzájemným vztahům, jenž se podepisují na výsledném tvaru KH, neboli vypořádat jaké změny jsou pro ten daný druh namáhání vhodné či nikoliv.



Obr. 75 Fáze po prvním mezikroku: selekce elementů, přenos do objemového modeláře a porovnání

System práce byl tedy zvolen takový, že se optimalizační proces nastavil na pouze relativně malé odebrání materiálu a poté byl jeho výsledek rekonstruován v objemovém modeláři se



zahrnutím dalších kritérií, jako např. souměrnost zalomení vůči vertikální rovině procházející osou KH apod. Jak je zřejmé z obrázku výše, taková rekonstrukce s sebou nese patřičné ovlivnění optimalizačního cyklu prováděného softwarem. Právě z tohoto důvodu byly zásahy prováděny převážně konzervativně.



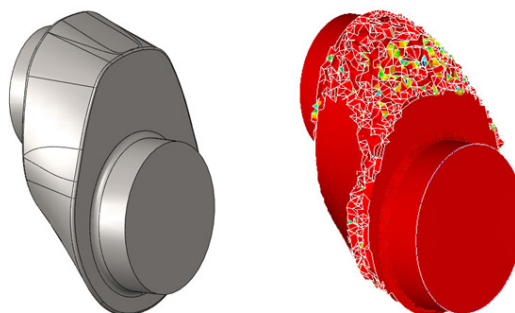
Obr. 76 Fáze po druhém (vlevo) a třetím mezikroku

Výhodná pro vyhodnocování jednotlivých kroků se ukázala být nabídka ANSYSu, která umožňuje selektovat elementy dle jejich vlastností, a to nejen základních jako je jejich typ či přidruženost k jiným prvkům, ale také podle výsledků dosažených ať už při strukturálním výpočtu, tak i po topologické optimalizaci. Realizace je relativně snadná; nadefinuje se Element Table, do které se načtou výsledky z provedeného výpočtu (optimalizace) a následně se klasickou selekcí vyberou elementy dle přiřazených vlastností.



Obr. 77 Fáze po čtvrtém (vlevo) a pátém mezikroku

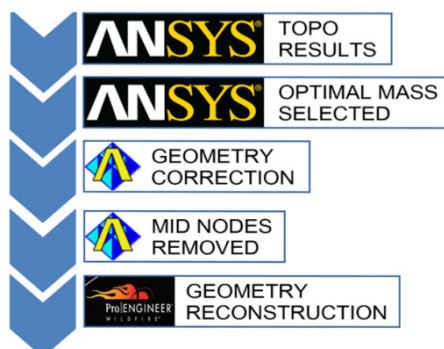
Poměrně problematické se ukázalo být přenesení součásti z ANSYSu s takto „odselektovanými“ prvky do objemového modeláře – v tomto případě do programu Pro/Engineer – aby mohl být dosažený tvar spolehlivě odměřen a následně napodoben.



Obr. 78 Fáze po šestém (konečném) mezikroku



Jako schůdná se nakonec ukázala být cesta skrze program ICEM, do kterého je možno z ANSYSu importovat i neúplnou součást (s odelektovanými elementy) a následně exportovat do souboru s příponou .stl, se kterým již je modelář schopný pracovat.

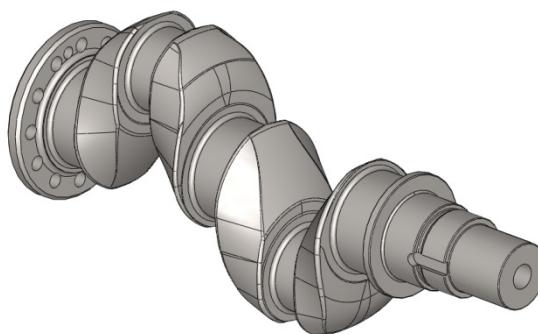


Obr. 79 Chronologie úkonů pro převod vybraných elementů do modeláře

Ve chvíli, kdy již začalo docházet k odebrání elementů z míst, ve kterých je materiál potřeba i z jiných než pevnostních důvodů, byla optimalizace ukončena. Stalo se tak po šestém mezikroku, kdy přestal být kontinuální přechod mezi čepy (v nichž byl odběr zakázán) a rameny.

8.4 VÝSLEDNÝ TVAR KH PO TOPOLOGICKÉ OPTIMALIZACI

Po získání výsledného tvaru ramene zalomení vzejitého z topologické optimalizace byl ve stejném duchu vymodelován celý KH. Vznikl tedy hřídel, jenž je až na drobné korekce prováděné v mezikrocích plně dílem optimalizačního procesu řízeného softwarem.



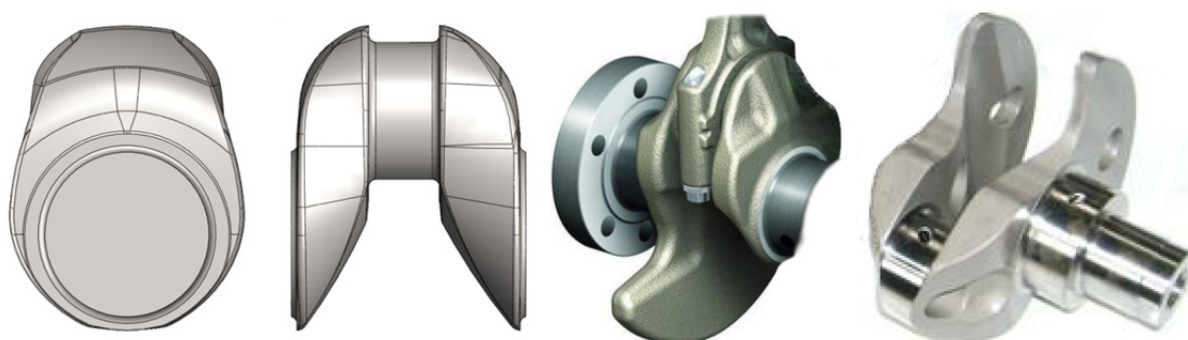
Obr. 80 Výsledný tvar KH

Hřídel je složen z poměrně velmi složitých ploch, jenž jsou patrné zejména na bocích zalomení. Dochází na nich k rotaci vodicích křivek, kterou bylo i v objemovém modeláři nelehké napodobit. Obecně lze tento tvar označit za neobvyklý, spíše robustní, jen obtížně výrobitelný a ve 2 D prakticky nezakótovatelný.



Obr. 81 Výsledný tvar KH před obrobením

Další pochybnosti nad tímto tvarem vyvstávají při jeho detailnějším prozkoumání a následném srovnání s KH moderních spalovacích motorů. Ačkoli byl označen za složitý, tak na něm nelze nalézt žádná vybrání, prolákliny a ani malé naznačení možnosti dutých čepů, což jsou prvky, které se stále častěji běžně prosazují.



Obr. 82 Detail zalomení TOPO (vlevo) v porovnání s KH z 1.2 TSI [49] (uprostřed) a vozu WRC [50]

Jak lze vytušit z předešlých řádků, tvar vzejitý z topologické optimalizace skutečně nelze považovat za optimální a autor této práce by ho do výroby rozhodně nedoporučil. Přesto některé jeho prvky byly v dalších krocích využity, a to zejména poznatek o vhodném poměru rádiusů vybíhajících z čepů na jeho horní, resp. spodní straně a dále např. o velikosti „vyboulení“ na boku ramen.

Tab. 2 Porovnání tvaru vzejitého z topologické optimalizace (TOPO) s tvarem původním

VARIANTA	HMOTNOST [kg]	NATOČENÍ [deg]	TORZNÍ TUHOST [N.m.rad ⁻¹]	POMĚR TUHOST/HMOTNOST	
				[N.m.kg ⁻¹ .rad ⁻¹]	[%]
PŮVODNÍ	8,6	0,44	130,2	15,1	100
TOPO	9,7	0,4	147,4	15,2	100,7



Nelze se nezamyslet, co je příčinou nezdaru takového typu návrhového procesu. V první řadě již samotná definice slova optimalizace poukazuje na její zacílení na dílčí využití v návrhovém procesu, nikoliv jako na zástupný mechanismus celého návrhu. Optimalizována by měl být už prakticky hotová součást s tím, že se pouze „doladí“ vzhledem například ke změněným cílům návrhu, nově nabytým znalostem, zkušenostem či se dá do souladu s požadavky nových obráběcích strojů atd. atp.

Tato kapitola jasně zdokumentovala, že každý – ač sebemodernější – nástroj musí být vhodně aplikován, správně veden a výsledky z něj vzejíté nezkresleně interpretovány. Jinými slovy, lidský faktor je prozatím stále nezastupitelný a tudíž nevylučitelný.



9 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TVARU KLIKOVÉ HŘÍDELE

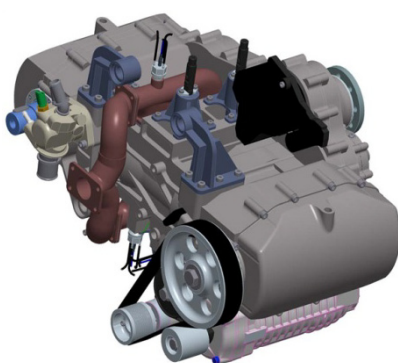
V obou předchozích kapitolách byly využívány metody, jenž se pohybují na okrajích škály variací konstrukčních procesů, každá však na jiném pólu. Zatímco v prvním případě se jednalo čistě o realizaci autorových představ o podobě nejlehčí, resp. nejtuzší možné varianty, v druhém případě naopak byly zásahy lidského faktoru minimalizovány. Zkušenosti z obou poukazují na nutnost při tvorbě optimálního tvaru umě zkombinovat vědomosti, znalosti a především zkušenosti konstruktéra s dovednostmi sofistikovaného softwaru.

Ani jednu z doposud vytvořených variant nelze sice označit za optimální, přesto se ukázaly být užitečné. Na základě nabytých zkušeností právě z jejich tvorby byl proveden tzv. konstrukční návrh, který zkombinoval jejich prvky označitelné za vhodné a vytvořil tak KH s optimalizovaným tvarem přinášejícím výrazné zlepšení jeho vlastností tak, jak je v zadání této práce.

Konstrukčním návrhem se tedy pro potřeby této práce rozumí taková metodika činností, kdy konstruktér (v tomto případě autor práce) vyhodnotí doposud získané zkušenosti s obdobnými součástmi (obecně klikovými hřídelemi), vezme v potaz konkrétní styl, způsob a velikost zatěžování a požadavky na tvar s tím souvislé (tvarové prvky příznivě ovlivňující vlivy daného ohybového, resp. zkrutného zatížení – v tomto případě z ideových návrhů) a navrhne hrubý tvar (z topologické optimalizace). Ten následně podrobí dalším úpravám, ať již zamýšleným či vzejitých z topologické optimalizace aplikované na dílčí částí hřídele. V neposlední řadě je nutné zvážit cíle (hmotnost vs. poloměr setrvačnosti vs. tuhost atd.) a promítnout požadavky technologie výroby (odlitek vs. výkovek atd.).

9.1 CÍLE KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

U řešeného leteckého motoru, jakožto i u všech ostatních komponent letadla, je jedním z nejdůležitějších kritérií jeho hmotnost. Zároveň však nelze opomenout již několikrát zmíněné velké spalovací tlaky spjaté s řešenou koncepcí. Z těchto faktů lze vydedukovat, že požadavky na KH budou striktní: vysoká pevnost při co nejnižší hmotnosti, což předurčuje technologii výroby, kterou bude kování.



Obr. 83 Náhled na řešený motor [48]



Zcela jasným cílem tohoto návrhu je dosažení lepšího tvaru, tedy optimálnějšího, než je původní, přičemž po přihlédnutí ke všem skutečnostem s KH souvisejících bylo rozhodnuto, že za lepší bude požadován hřídel obdobné hmotnosti (max. nárůst 2 %), ale s citelně převyšující torzní tuhostí a minimálně stejnou únavovou bezpečností.

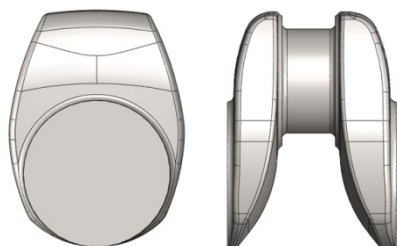
9.2 KONSTRUKTÉROVO DILEMA

Doposud stanovené mantily, mezi kterými by se výsledná KH měla pohybovat, jsou od sebe značně vzdálené. Variant, jejichž tvar by byl uskutečnitelný kováním a splňovaly by požadavky tuhosti a hmotnosti, jistě existuje celá řada a konstruktér má tedy v této chvíli ještě velmi „volné ruce“. V kapitole 3 zabývající se prvotním návrhem KH je rozebírána nejednoduchost volby směru, kterým se bude návrh ubírat. Zejména přiřazení důležitosti jednotlivým vzájemně se ovlivňujícím skutečnostem přicházejícím z různých sektorů zainteresovaného kolektivu vyžaduje velké zkušenosti s problematikou klikových hřídelí.

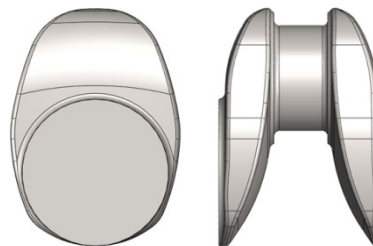
Pro potřeby této práce byla zvolena strategie návrhu využívající metody a výsledky činností popsané v předchozích řádcích, aby nebyla nijak narušena její rigoróznost.

9.3 METODIKA KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Základní premisou metodiky je využití tvaru vzejitého z topologické optimalizace (dále jen „TOPO“) jakožto tvaru hrubého – výchozího – pro další úpravy. Následně byly vybrány tvarové prvky, jejichž prostřednictvím se uvažovalo dosažení optimálního tvaru. Ty by měly mít vzhledem k hmotnosti TOPO především „zeštíhlující“ důsledky. Rozměry a umístění těchto prvků byly určovány pomocí topologické optimalizace.



Obr. 84 Detail zalomení, varianta 1



Obr. 85 Detail zalomení, varianta 2

Při modifikaci TOPO tvaru bylo dbáno obzvláště na jeho zjednodušení a přizpůsobení zvolené výrobní technologii. Byla ponechána poměrně velká zaoblení u klikových čepů nad osou KH (orientace brána z pohledů na *Obr. 82*), což vytvořilo vhodnou plochu a dostatek materiálu pro dodatečné tvarové variace. Oproti tomu pod osou hřídele bylo rameno zúženo z důvodu úspory hmotnosti a neuvažování dalších zásahů.

Při vlastním modelování narážel autor často na místa, u nichž nebylo zcela zřejmé, jakým směrem se ubírat. Nerozhodnost tkvěla i v myšlenkách o dalších tvarových prvcích, kdy v úvahu přicházely dva: vybrání na bocích ramen zalomení a (alespoň částečně) duté čepy.



Z těchto důvodů bylo rozhodnuto o vytvoření dvou variant, z nichž bude jedna vybrána pro další potřeby práce opět pomocí poměru hmotnosti a torzní tuhosti.



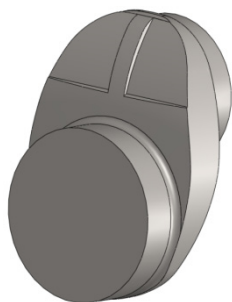
Obr. 86 Varianta 1, hrubý tvar



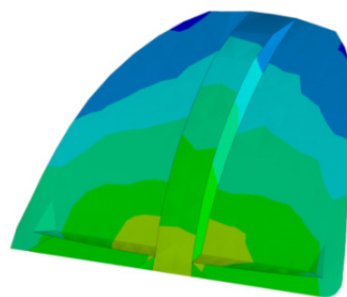
Obr. 87 Varianta 2, hrubý tvar

Hrubé tvary byly již modelovány s představou, na který z nich bude jaký tvarový prvek aplikován. Duté čepy byly uvažovány u první varianty, která proto není ve vrchní části ramena tolik zúžena jako v případě varianty druhé. U té se počítalo se souměrným vybráním na bocích ramen. Inspiracemi pro tyto prvky byly zejména KH vyobrazené na *Obr. 80*.

Na úvod byly tvarové prvky vymodelovány pouze o malých rozměrech a jejich vliv zkoumán podrobením KH jednotkovému zatížení.

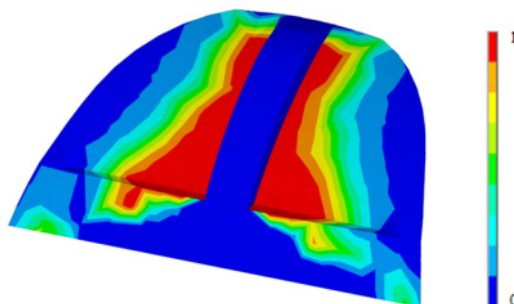


Obr. 88 Počátek aplikace tvarového prvku u var. 2



Obr. 89 Rozložení napětí po zatížení ohybem

Zvětšování, resp. prohlubování těchto prvků bylo řízeno pomocí topologické optimalizace, přičemž byly striktně definovány místa možného odběru materiálu tak, aby byla zachována zamýšlená koncepce a nedocházelo k jevům odpoutávajících pozornost od inklinovaných pasáží.



Obr. 90 Zobrazení pseudohustoty po topologické optimalizaci



Porovnávání výsledků topologické optimalizace s rozložením napětí se ukázalo být velmi přínosné. Konstruktor tak může přímo vyhodnocovat navržené úpravy a aplikovat je tak, aby byly co nejvíce eliminovány napěťové špičky. Mnohdy se také díky tomu ukázalo neideální navázání nové úpravy na předchozí a včas tak mohla být provedena korekce. Snadné odhalení příčin takových nežádoucích jevů přitom bylo zajištěno postupem po malých mezikrocích.

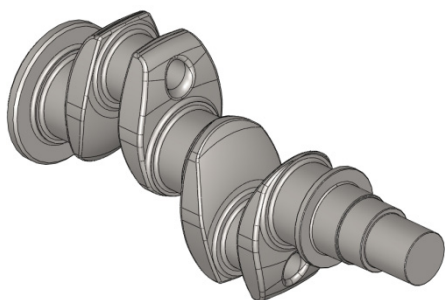


Obr. 91 Detail výsledného zalomení, var. 1

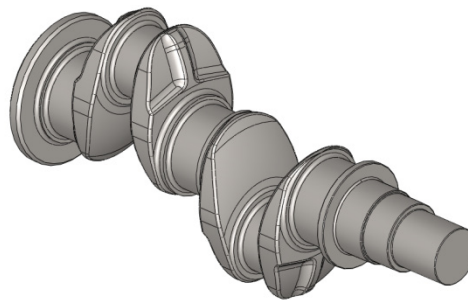


Obr. 92 Detail výsledného zalomení, var. 2

Odebírání materiálu bylo ukončeno ve chvíli, kdy již z geometrických důvodů nebylo vhodné pokračovat (var. 1), či nastala spokojenost s dosaženou hmotností (var. 2).



Obr. 93 Varianta 1, výsledný tvar



Obr. 94 Varianta 2, výsledný tvar

9.4 VYHODNOCENÍ KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU

Dle názoru autora jsou obě vytvořené varianty již na první pohled obdařeny těmi nejzdařilejšími tvary, co doposud byly předvedeny. Na rozdíl od ideových tvarů či tvaru TOPO je lze považovat za srovnatelné s běžnými klikovými hřídeli, jež byly předmětem rešeršní části práce.

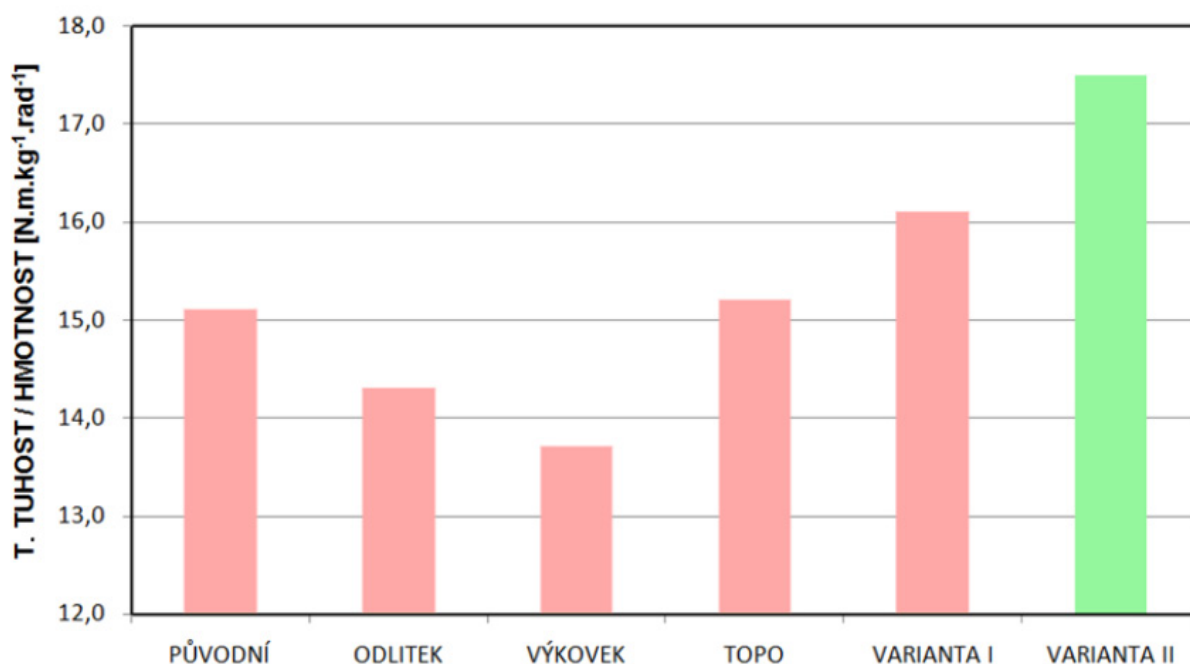
Přímá vazba na styl zatěžování již od samého počátku návrhového procesu navíc dává záruku tvarů, jež by mohly být ve skutečnosti opravdu realizovatelné.


Tab. 3 Porovnání tvarů vzejitých z konstrukčního návrhu s tvarem původním

VARIANTA	HMOTNOST [kg]	NATOČENÍ [deg]	TORZNÍ TUHOST [N.m.rad ⁻¹]	POMĚR TUHOST/HMOTNOST	
				[N.m.kg ⁻¹ .rad ⁻¹]	[%]
PŮVODNÍ	8,6	0,44	130,2	15,1	100
VARIANTA I	8,8	0,4	141,7	16,1	106,6
VARIANTA II	8,3	0,39	145,1	17,5	115,9

Jak je zřejmé z Tab. 3, dle používaných hodnotících kritérií je nejlepším tvarem tvar druhé varianty, u které se podařilo dosáhnout celkem výrazného navýšení torzní tuhosti bez nárůstu hmotnosti; naopak došlo k jejímu snížení. Nelze říct, že by to byl tvar nějak nevšední či něčím výjimečný, což by dle prvních odhadů mohlo mít příznivý dopad na nákladové položky případné výroby.

Ačkoli bylo dbáno na to, aby byla tato KH vyrobitelná zápustkovým kováním, tak před jejím nasazením do sériové výroby by byla zřejmě snaha prokázat její vlastnosti zátěžovými testy, pro které by bylo vhodné tvar napodobit levnějším třískovým obráběním. I pro tento případ je tvar druhé varianty výhodný, poněvadž v sobě neskýtá žádné záludnosti, které by byly běžnými CNC obráběcími centry nezdolatelné.

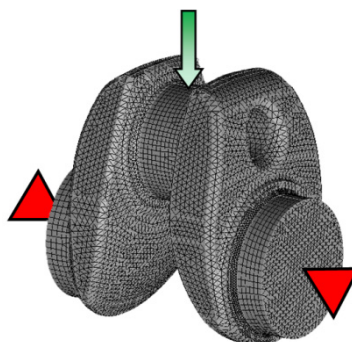

Obr. 95 Porovnání všech doposud diskutovaných variant

I ze závěrečného porovnání vyobrazeného na Obr. 93 je patrné dílčí splnění cíle konstrukčního návrhu, tedy vytvoření „lepšího“ tvaru než má původní KH. Dalším krokem, jenž bylo dle zadání práce nutno provést a potvrdit tak či vyvrátit zdařilost doposud nejvýhodnějšího tvaru – tvaru druhé varianty – byla analýza únavové životnosti a z ní pramenící rozhodnutí o případné realizaci jejího výrobního výkresu.



9.4.1 OHYBOVÁ TUHOST

Doposud byla jako parametr vypovídající o pevnostních kvalitách hřídelí diskutována pouze torzní tuhost. Tato volba vychází z úvahy, že právě přenos krouticího momentu je dominantní funkční úlohou KH v motoru.



Obr. 96 Schéma zatěžování KH při zjišťování ohybové tuhosti

Vzhledem k charakteru namáhání však nelze opomenout ani tuhost ohybovou, a to zejména u motoru s tak vysokými spalovacími tlaky jako jsou v řešeném případě. Ta byla počítána ze vztahu vyplývajícího z níže uvedené rovnice:

$$F = k \cdot x, \quad (3)$$

kde F je zátěžná síla,

k je zjišťovaná tuhost,

a x je příslušné posunutí (deformace).

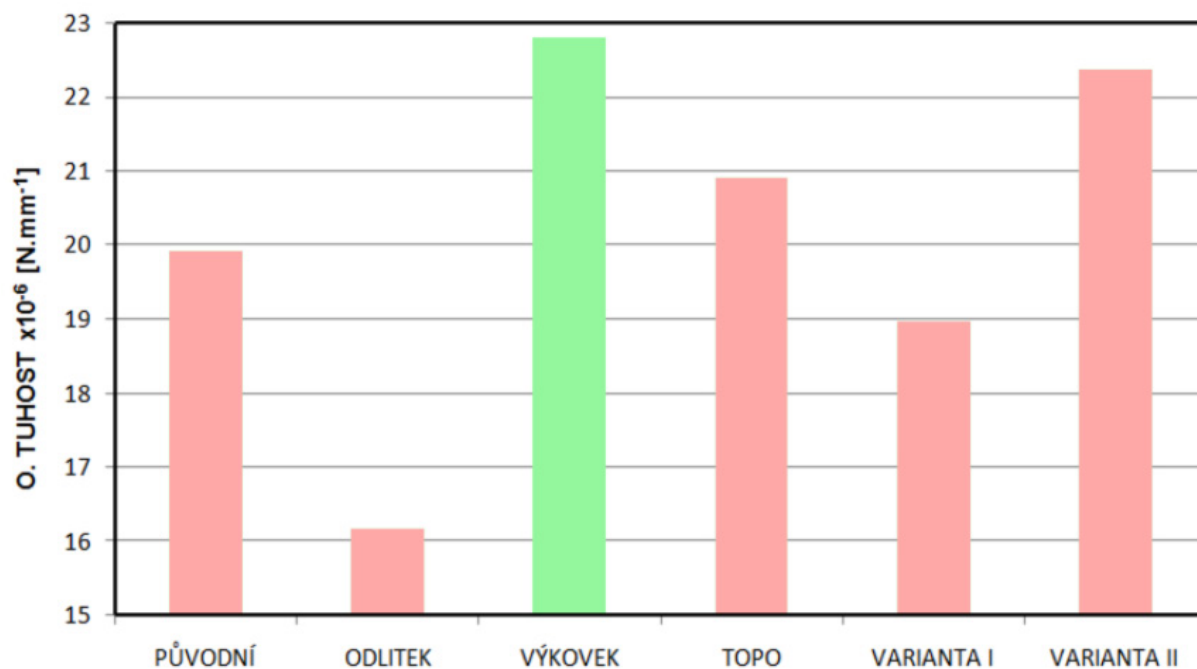
Jak plyne z výsledků uvedených v kapitole 10, maximální hodnota síly způsobující ohyb hřídele je téměř třikrát větší, než jak je tomu v případě síly generující namáhání krutem. Obecně lze však říci, že odolnost vůči tečným napětím je o tolik menší než u napětí normálních, že dominantní pozici jednotlivého typu namáhání určuje konkrétní styl zatěžování každé KH.

Tab. 4 Výsledky výpočtů ohybových tuhostí

VARIANTA	ZATÍŽENÍ [kN]	POSUN $\times 10^{-2}$ [mm]	OHYBOVÁ TUHOST $\times 10^6$ [N.mm ⁻¹]
PŮVODNÍ	80	0,402	19,9
ODLITEK	80	0,495	16,2
VÝKOVEK	80	0,351	22,8
TOPO	80	0,383	20,9
VARIANTA I	80	0,422	18,9
VARIANTA II	80	0,358	22,4



V tomto případě jsou porovnávány pouze nominální hodnoty ohybových tuhostí, nikoliv v poměru k hmotnosti. I díky tomu bylo pořadí jednotlivých hřídelí snadno předpověditelné. Konečné výsledky nepřinesly žádná překvapení.

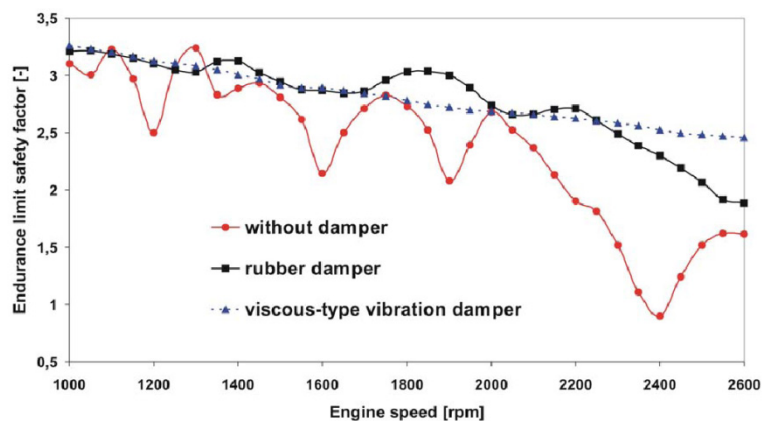


Obr. 97 Porovnání ohybových tuhostí všech doposud diskutovaných variant



10 POROVNÁVACÍ ANALÝZA ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

U klikových hřídelí jakožto vysokocyklicky namáhaných součástí nesmí chybět v závěrečných krocích návrhu posouzení únavové životnosti. Obvykle se hledá oblast s nejnižším (minimálním) koeficientem bezpečnosti a vyhodnocuje se pro něj průběh koeficientu pro celý rozsah provozních otáček.



Obr. 98 Ukázka průběhu koeficientu bezpečnosti v určitém intervalu otáček [41]

Nejnižší hodnotu koeficientu únavové bezpečnosti lze předpokládat při nejvyšším zatížení: maximálních otáčkách. Pro potřeby této práce byly poskytnuty naměřené hodnoty spalovacích tlaků řešeného motoru při osmi hodnotách otáček; použity budou pouze pro ty největší, tedy 3689 min^{-1} . Je uvažováno, že původní KH byla provozuschopná a tedy vyhovovala i z hlediska únavové životnosti. Pakliže se potvrdí, že inovovaný tvar je lepší a budou se u něj vyskytovat nižší hodnoty koeficientu bezpečnosti, pak lze tvrdit, že i při ostatních otáčkách by vykazoval adekvátně lepší hodnoty a při skutečném provozu by taktéž obstál.

10.1 PŘÍPRAVA MODELU PRO POTŘEBY MKP

Porovnání únavové bezpečnosti bylo provedeno dvěma metodami, přičemž obě vycházely z výpočtu strukturální pevnosti neboli průběhu redukovaných napětí při statickém zatížení. K tomu byla pochopitelně využita metoda konečných prvků, konkrétně školní verze programu ANSYS.

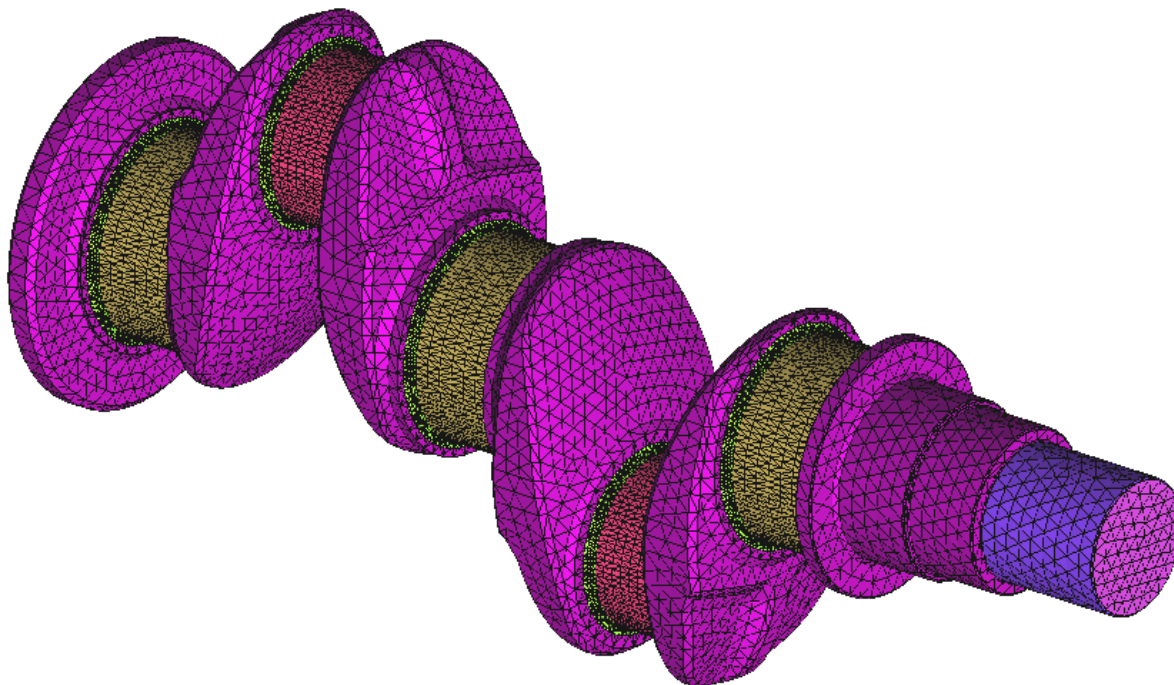
10.1.1 DISKRETIZACE OBJEMU

Typ, velikost, tvar či umístění uzlů: to jsou všechno vlastnosti prvků, na které je objem součásti rozdělen a které ovlivňují výsledky výpočtu. Právě proto je tvorba sítě⁴ jedním z nejdůležitějších a také časově nejnáročnějších kroků celé analýzy, přičemž její kvalita musí být taková, aby byly pomocí ní získané výsledky věrohodné.

⁴ Pojmem „sítě“ (z anglického *mesh*) se rozumí množina prvků vyplňující objem dané součásti.



Složitější součásti je v programu ANSYS Mechanical APDL téměř nemožné vysítovat. Je to software určený primárně pro řešení (výpočet) a nepodporuje prakticky žádné pokročilejší metody síťování. Je tedy vhodné do něj síť exportovat z některých z programů, které jsou na problematiku tvorby sítě specializované.



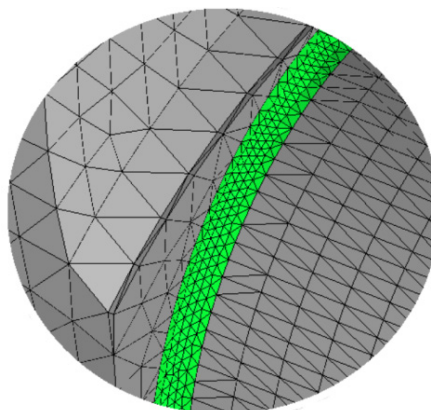
Obr. 99 Síť vytvořená v programu ANSYS ICEM

Pro potřeby této práce byl využíván na síťování KH program ANSYS ICEM, jenž plně podporuje import geometrie z používaného objemového modeláře Pro/Engineer a export sítě do „řešiče“ (ANSYS Mechanical APDL).

ANSYS ICEM je uživatelsky poměrně příjemným programem a úkony v něm prováděné jsou provázené přehlednou a srozumitelnou komunikací s uživatelem prostřednictvím dobře popsaných menu jednotlivých nástrojů.

Při síťování klikových hřídelí bylo důležité určit místa, u nichž se předpokládá zvýšená koncentrace napětí a jsou tedy pro nás významná. Takové oblasti musí být vysítovány prvky o malé velikosti, aby nedocházelo ke zkreslování výsledků aproximacemi. U KH jsou takovými problematickými místy rádiusy hlavních i ojnicích čepů, u nichž vystává obtížnost síťování už i kvůli samotné geometrii. Při použití nedostatečně malých prvků by mohla být výsledná chyba v řádech desítek procent, což je pochopitelně nepřijatelné.

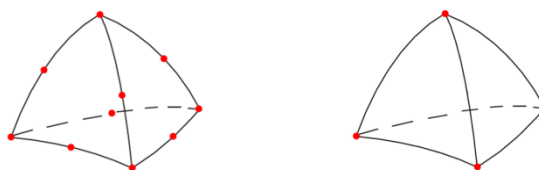
Naopak pokud by byl celý objem KH vyplněn prvky o stejně malé velikosti jako v okolí čepů, jejich počet by byl neúnosně velký (převyšující jeden milion) a síť tak kvůli přemrštěné výpočetní náročnosti nepoužitelná.



Obr. 100 Detail sítě v okolí hlavního čepu

Správné řešení problému ideální velikosti prvku se nenachází v hledání jedné, univerzální velikosti, nýbrž tkví v její proměnnosti. Jak je vidět na *Obr. 96*, rádiusy jsou vyplněny prvky malými, na které navazují prvky o velikosti vhodné pro povrch čepů, resp. ramen zalomení.

Výhodné je též použití nástroje ICEMu, který dokáže zvětšovat prvky směrem do středu součásti. Na povrchu součásti, kde vznikají největší napětí, tak může být síť dostatečně hustá a navazující prvky vyplňující vnitřek modelu postupně zvětšovat.



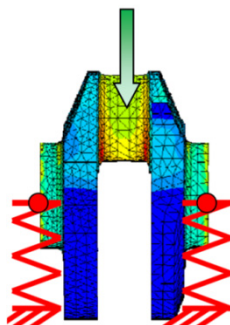
Obr. 101 Kvadratický (vlevo) a lineární tetrahedron (čtyřstěn)

Svoji roli na relevantnost dosažených výsledků také hraje typ použitého prvku (elementu). Důležité je zejména umístění respektive počet uzlů (nodů). Pakliže jsou umístěny nejen ve vrcholech příslušného tvaru ale i uprostřed hran (midside nodes), pak se jedná o kvadratické prvky. Větší počty uzlů sice prodlužují výpočet, ale pro strukturální analýzy je vhodné použít právě je. Lineární prvky by mohli zapříčinit chybu v řádu až desítek procent.

10.1.2 UCHYCENÍ MODELU A ZPŮSOB ZATÍŽENÍ

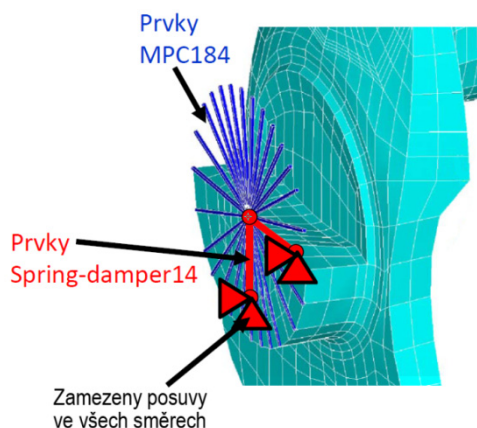
Pro věrohodné výsledky z MKP je nutné nasimulovat co nejvěrněji reálné provozní stavy, kterými je součást namáhána. V případě klikových hřídelí se jedná o přenos sil z ojnice, odběr krouticího momentu a reakce ve vazebných členech (hlavních ložiskách).

Zatížení bylo aplikováno zjednodušeným způsobem: ačkoli sice přenos sil od ojnice obstarává olejová vrstva, tak by bylo v tomto případě zbytečné její vlastnosti respektive průběh tlaků podél ní zbytečně řešit. Vyhovujícím způsobem je neproměnné rozložení celkové síly na adekvátní počet uzlů tak, aby nedošlo k bodovému nárůstu napětí v místě aplikace, ale ani k nadefinování sil téměř tečných k povrchu čepu.



Obr. 102 Schéma uvažovaných vazeb a působících sil [51], upraveno

Důležité je naopak nadefinování reakčních vazeb tak, aby hlavním čepům byly umožněny přesně takové deformace, jaké jim dovolují olejové vrstvy v ložiskách. Podstatné je zejména jejich natočení a mírné posunutí, které ve výsledku dovolí hřídeli průhyb.



Obr. 103 Znárodnění simulace olejové vrstvy pro potřeby výpočtu [51], upraveno

Nejvěrněji lze tuto skutečnost v programu ANSYS postihnout přidáním dalších, pomocných prvků, kterým jsou nadefinovány takové pružící vlastnosti, jakými se projevuje mazací vrstva. Konkrétní realizaci vazby znázorňuje *Obr. 99*. Dva prvky Spring-damper 14 vychází ze středu čepu v navzájem kolmých směrech a jejich koncům jsou zamezeny veškeré posuvy. Střed čepu tak „visí“ na dvou pružinách, aniž by mu bylo zabráněno v rotaci či posunutí (velikost posuvu je závislá pouze na tuhosti pružin).

10.2 VÝPOČET DOPROVODNÝCH VELIČIN

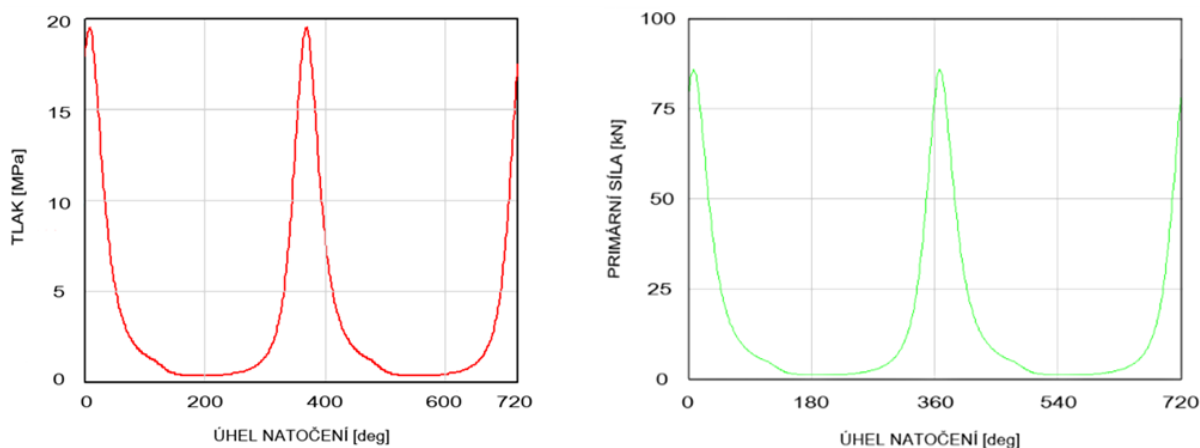
Součástí zadání této práce byly kromě naměřených spalovacích tlaků řešeného motoru při různých otáčkách i základní informace o jeho dimenzionálních proporcích. Ty uvádí následující tabulka i spolu s veličinami, ke kterým bylo dojito jednoduchými výpočty, které autor považuje za všeobecně známé a není je proto nutno uvádět.



Tab. 5 Základní rozměrová charakteristika motoru

VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA	VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA
VRTÁNÍ	D	75 mm	PLOCHA PÍSTU	S _p	4417,9 mm
RAMENO KH	r	45 mm	KLIKOVÝ POMĚR	λ	0,287
DÉLKA OJNICE	l	156,6 mm	PRIMÁRNÍ SÍLY	F _p	PROMĚNNÉ

Primární síly jsou síly vyvolané tlakem plynů (spalovacím tlakem) a jsou mu přímo úměrné.



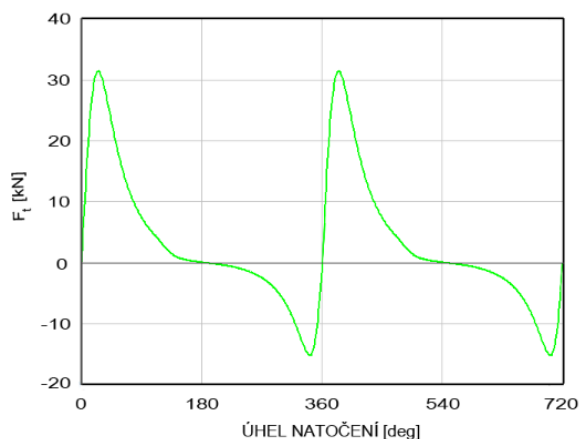
Obr. 104 Průběh spalovacích tlaků (vlevo) a primární síly

Vedle primární síly byla používána hodnota tečné síly F_t , která byla počítána z následných vztahů. Pro jednoduchost byl zanedbán vliv odstředivých sil.

$$F_0 = \frac{F_p}{\cos(\beta)} \quad (4)$$

$$F_t = F_0 \sin(\alpha + \beta) \quad (5)$$

kde F_0 je síla přenášená ojnicí,
 α úhel natočení klikové hřídele,
 β úhel svírající ojnice s průsečíkem středů klikového a pístního čepu.



Obr. 105 Průběh tečné síly

Jak je diskutováno výše, reakční vazby v hlavních čepch jsou realizovány pomocí prvků s vlastnostmi pružin. Jejich tuhost bylo taktéž nutno dopočítat, a to tak, aby stlačení v místě středu ložiska bylo rovno osmi desetinám ložiskové vůle:

$$k_p = \frac{0,5 \cdot \max\{F_p\}}{0,8 \cdot c_L} = \frac{0,5 \cdot 85730}{0,8 \cdot 0,05} = 1,072 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1} \quad (6)$$

kde c_L je ložisková vůle.

10.3 ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI METODOU LSA⁵

Tato metoda vyhodnocuje dva zátěžné stavy, a to ty, které způsobují maximální a minimální deformace. Jejich analýzou je zjišťován charakter průběhu napětí zejména ve vztahu k povrchovým vrstvám, přičemž difference mezi jednotlivými stavy udává náchylnost k únavovým porušením.

Vstupními hodnotami pro výpočet byly materiálové charakteristiky používané oceli (42CrMo4) a velikosti zatížení zjištěné v předchozím kroku. Oboje je shrnuto v následující tabulce.

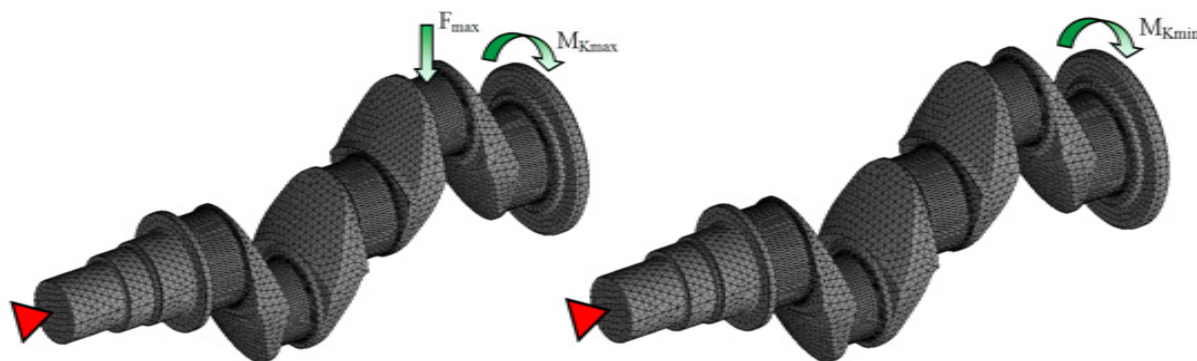
Tab. 6 Vstupní hodnoty pro výpočet

VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA	VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA
MEZ KLUZU	R_e	900 MPa	PRŮMĚR ZK. VZORKU	d_{vz}	7,5 mm
MEZ PEVNOSTI	R_m	1100 MPa	MAXIMÁLNÍ SÍLA OD TLAKU PLYNŮ	F_{max}	85730 N
MEZ ÚNAVY V TAHU	σ_{cT}	495 MPa	MINIMÁLNÍ KROUTICÍ MOMENT	M_{Kmin}	-684,4 Nm
MEZ ÚNAVY V OHYBU	σ_{cO}	525 MPa	MAXIMÁLNÍ KROUTICÍ MOMENT	M_{Kmax}	1412 Nm
VLIV VELIKOSTI	η_σ	0,89	PRAVDĚPODOBNOST PŘEŽITÍ	u_σ	0,75

⁵ LSA: z anglického Local Stress Analysy

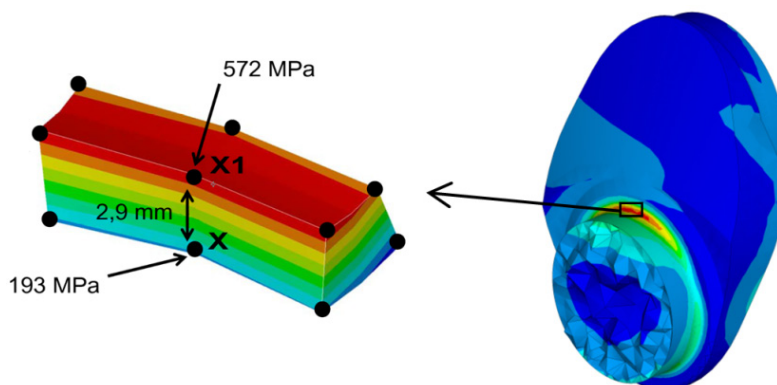


Pro zatížení klikových hřídelí byl zvolen konzervativnější přístup, díky kterému je možné očekávat nižší hodnoty součinitele bezpečnosti, než by byly odpovídající skutečnému zatížení. Při prvním zátěžném stavu byly totiž hřídele podrobeny účinkům maximální síly i maximálního krouticího momentu. Ty však v reálu nikdy nepůsobí zároveň.



Obr. 106 Schéma prvního (vlevo) a druhé zatížení

Na dalších řádcích bude podrobně popsán výpočet pro KH původního tvaru i s uvedením dosazovaných hodnot. Pro celistvost práce nebude výpočet v plné verzi pro inovovaný tvar duplikován, budou uvedena již pouze výsledná čísla.



Obr. 107 Výběr nodů pro vyhodnocení poměrného gradientu

Poměrný gradient:

$$\chi_R = \frac{1}{\sigma_X} \left(\frac{\sigma_X - \sigma_{X1}}{|XX1|} \right) = \frac{1}{572} \left(\frac{572 - 193}{2,9} \right) \text{mm}^{-1} = 0,228 \text{mm}^{-1} \quad (7)$$

kde σ_X , σ_{X1} jsou redukovaná napětí v příslušných nodech.

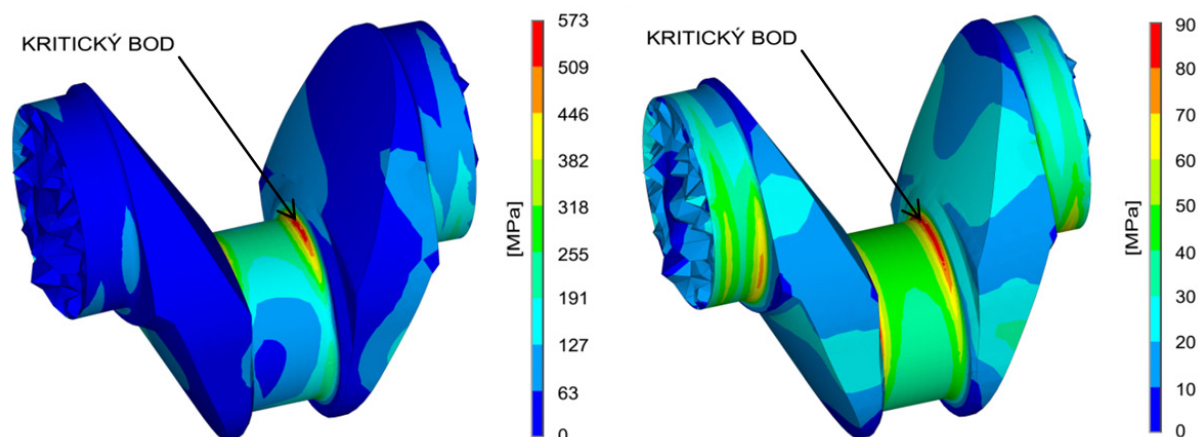
Korekční součinitel:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{c0} - 1}{\sigma_{cT}}}{\frac{2}{d_{vz}}} \chi_R = 1 + \frac{\frac{525}{495} - 1}{\frac{2}{7,5}} 0,228 = 1,052 \quad (8)$$



Poměr β/α :

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{R_e}{810}\right)} = 1 + \sqrt{0,228} \cdot 10^{-\left(0,35 + \frac{900}{810}\right)} = 1,017 \quad (9)$$



Obr. 108 Grafické znázornění ekvivalentního (von Mises) napětí prvního (vlevo) a druhého zatížení

Tab. 7 Lokální napěťové stavy v kritických bodech původního tvaru

PRVNÍ ZÁTEŽNÝ STAV			DRUHÝ ZÁTEŽNÝ STAV		
VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA	VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA
REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	σ_{VMa}	572,03 MPa	REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	σ_{VMb}	89,88 MPa
PRVNÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{1a}	676,36 MPa	PRVNÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{1b}	46,28 MPa
TŘETÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{3a}	56,58 MPa	TŘETÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{3b}	-57,4 MPa

Amplituda a střední hodnota ekvivalentního napětí:

$$\sigma_{emax} = \text{sign}(\sigma_{1a}) \cdot \sigma_{VMa} = \text{sign}(676,36) \cdot 572,03 \text{ MPa} = 572,03 \text{ MPa} \quad (10)$$

$$\sigma_{emin} = \text{sign}(\sigma_{1b}) \cdot \sigma_{VMb} = \text{sign}(46,28) \cdot 89,88 \text{ MPa} = 89,88 \text{ MPa} \quad (11)$$

kde σ_{emax} , σ_{emin} jsou extrémní hodnoty ekvivalentního napětí

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} = \frac{572,03 - 89,88}{2} \text{ MPa} = 241,08 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} = \frac{572,03 + 89,88}{2} \text{ MPa} = 330,95 \text{ MPa} \quad (13)$$

kde σ_{ea} je amplituda napětí,

σ_{em} je střední hodnota napětí.



Součinitel únavové bezpečnosti původního tvaru:

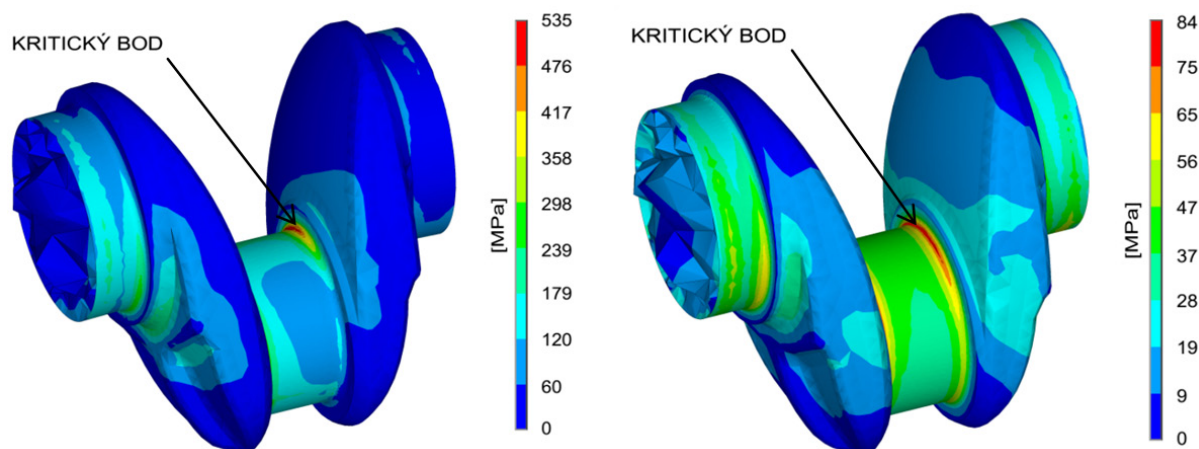
$$\frac{1}{k_p} = \frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cT} \cdot \eta_\sigma \cdot v_\sigma \cdot f_G} + \frac{\sigma_{em}}{R_m} = 1,017 \frac{241,08}{495 \cdot 0,89 \cdot 0,75 \cdot 1,052} + \frac{330,95}{1283} = 0,963 \quad (14)$$

$$\Rightarrow k_p = 0,963^{-1} = 1,038 \quad (15)$$

Použitá metoda využívá jak numerických výpočtů skutečných napětí, tak analytické vyhodnocení časového průběhu zatížení a výpočet koeficientu bezpečnosti proti únavovému poškození. Je tedy mezistupněm mezi čistě analytickými metodami (např. NSA, která zjednodušuje KH do podoby výpočtového modelu s vlastnostmi prutu) a metodami využívající software specializovaný na únavu (např. FEMFAT, viz níže).

Tab. 8 Výpočet stanovené potřebné součinitele druhé varianty

VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA
POMĚRNÝ GRADIENT	χ_R	0,235
KOREKČNÍ SOUČINITEL	f_G	1,053
POMĚR β/α	$\frac{\beta}{\alpha}$	1,017



Obř. 109 Grafické znázornění ekvivalentního napětí prvního (vlevo) a druhého zatížení druhé var.


Tab. 9 Lokální napěťové stavy v kritických bodech tvaru druhé varianty

PRVNÍ ZÁTĚŽNÝ STAV			DRUHÝ ZÁTĚŽNÝ STAV		
VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA	VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA
REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	σ_{VMa}	534,85 MPa	REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	σ_{VMb}	83,32 MPa
PRVNÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{1a}	596,86 MPa	PRVNÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{1b}	47,08 MPa
TŘETÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{3a}	3,32 MPa	TŘETÍ HLAVNÍ NAPĚTÍ	σ_{3b}	-49,12 MPa

Jak bylo možné předpokládat, kritické body obou variant jsou prakticky v totožných místech. U druhé varianty, varianty s inovovaným tvarem, však dosahuje napjatost menších hodnot než u původního tvaru. Vzhledem k totožnému charakteru zatížení lze tedy již nyní říct, že nově vzniklý tvar je výhodnější i v porovnání únavové životnosti.

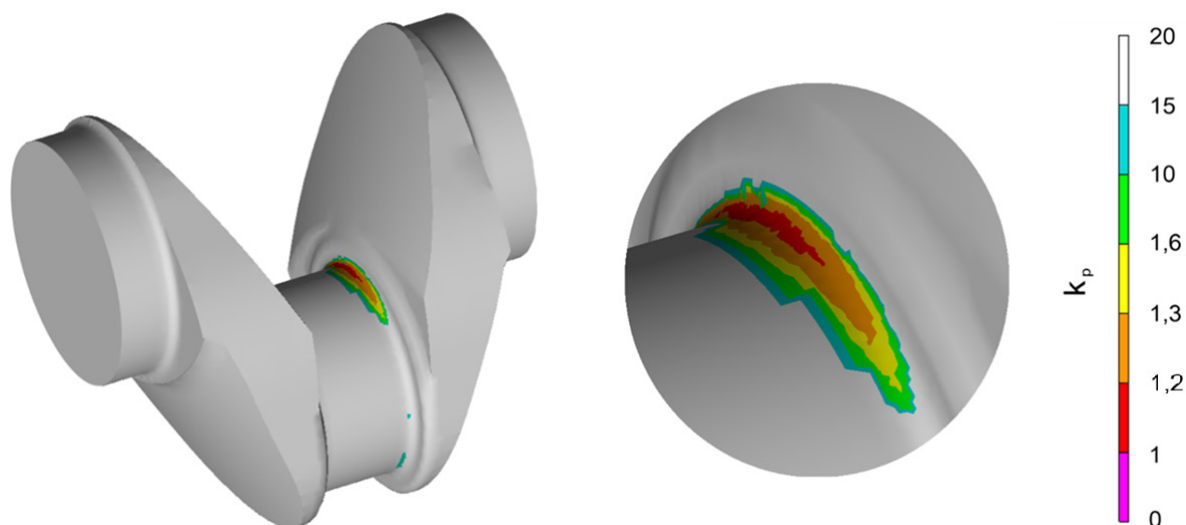
Tab. 10 Výsledky LSA výpočtu

VELIČINA	OZNAČENÍ	HODNOTA
AMPLITUDA NAPĚTÍ	σ_{ea}	226,27 MPa
STŘEDNÍ HODNOTA NAPĚTÍ	σ_{em}	309,58
SOUČINITEL ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI	k_{II}	1,104

Díky novému tvaru byla hodnoty únavového součinitele zvětšena o téměř 7 %. I přesto je však poměrně nízká; za přijatelné lze označit hodnoty 1,5 a větší. Dosažené velikosti se pohybují jen těsně nad kritickou hodnotou, což je zapříčiněno především neuvažováním žádné povrchové úpravy. Například povrchovým zakalením rádiusů vzroste odolnost proti únavovému poškození 1,3 krát. V takovém případě by se u druhé varianty součinitel pohyboval jen těsně pod kýženou hodnotou 1,5.

10.4 ŘEŠENÍ ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI PROGRAMEM FEMFAT-MAX

Použitím specializovaného softwaru by logicky mělo být dosaženo přesnějších hodnot, protože se odstraní zjednodušující předpoklady spojené s analytickým výpočtem. Korektnost výsledků se však stejně jako v předchozím případě odvíjí od kvality vstupních údajů. Aby bylo možné porovnání výstupů z obou metod, byly zátěžné účinky aplikovány naprosto shodně.



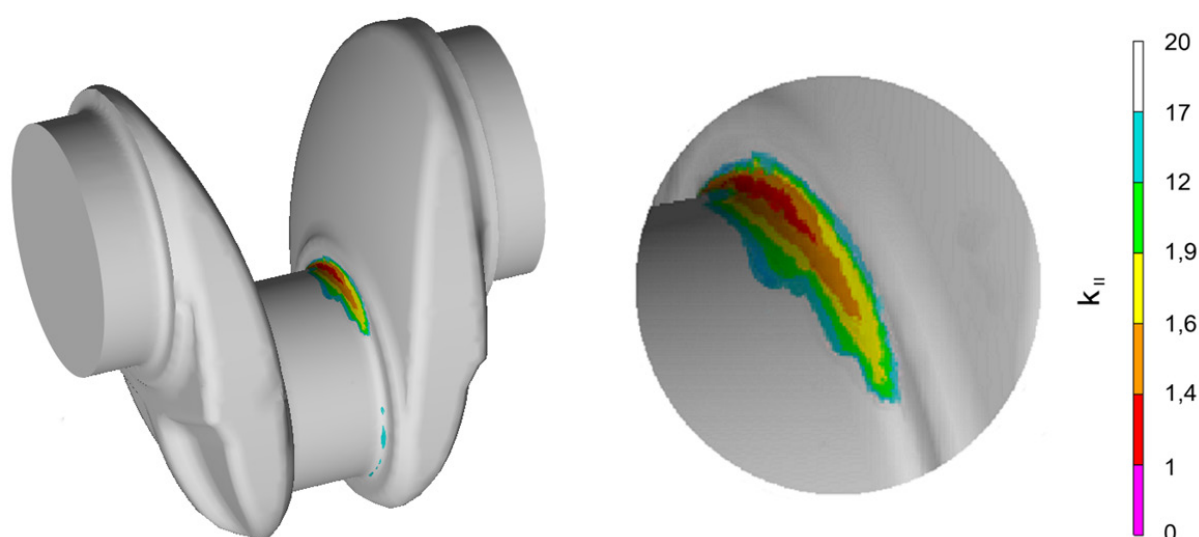
Obr. 110 Vykreslené hodnoty součinitele bezpečnosti pro původní tvar

Další výhodou spjatou s ponecháním veškerých činností na softwaru je souhrnné řešení celé součásti, což přináší možnost vykreslení výsledných hodnot po celém jejím objemu. Nikoliv pouze v jednom bodě, jak tomu bylo v předchozím případě.

Min. Endurance Safety Factor	1.063e+000
in Node	73469
with Material	1 34CrMo4
Component	1 Basic Material

Obr. 111 Ukázka části výsledného protokolu pro původní tvar

Samotný program FEMFAT-MAX je poměrně uživatelsky příjemný a práce v něm není přespříliš složitá. Jeho velkou výhodou je kompatibilita s velkým počtem řešičů MKP, mezi které patří i v této práci používaný ANSYS. Geometrie součásti spolu se zatížením, respektive výslednou napjatostí po zatížení, byla jednoduše importována pomocí archivačních souborů ANSYSu a následně nastavovány pouze parametry týkající se jejich cykličnosti a vlivů únavovou životnost ovlivňujících (drsnot povrchu apod.)



Obr. 112 Vykreslené hodnoty součinitele bezpečnosti pro druhou variantu

Rozložení hodnot součinitele není překvapující a je prakticky ztotožnitelné s průběhem napjatosti při prvním zátěžném stavu.

```

Min. Endurance Safety Factor      1.107e+000
in Node                           87093
with Material                     1 34CrMo4
Component                         1 Basic Material
    
```

Obr. 113 Ukázka části výsledného protokolu pro druhou variantu

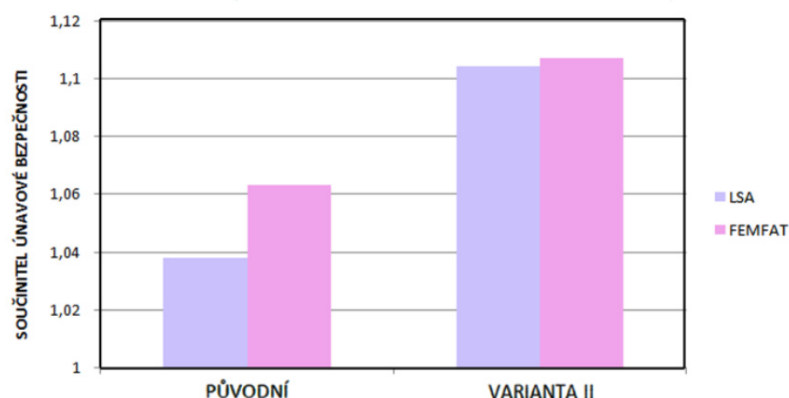
10.5 SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ ANALÝZY

Obecně lze říci, že ve všech případech byla dosažená hodnota součinitele únavové bezpečnosti znepokojivě nízká. Opět je ale nutné podtrhnout význam provedených prací. Ty se zaměřily vyloženě na porovnávání předložených variant, nikoliv na zjištění skutečné hodnoty součinitele. Dbáno proto bylo především na identičnost provedených analýz obou hřídelí tak, aby byly výsledky relevantně srovnatelné.

Tab. 11 Výsledky porovnávací analýzy únavové životnosti

VARIANTA	METODA	SOUČINTEL ÚN. BEZPEČNOSTI
PŮVODNÍ	LSA	1,038
	FEMFAT	1,063
DRUHÁ	LSA	1,104
	FEMFAT	1,107

Z předložených výsledků je zřejmé, že inovovaný tvar může být definitivně označen za lepší (dle výše popsané definice), než tvar původní. Odolnost proti únavovému poškození u něj vzrostla o 5,9 (LSA), respektive o 4,1 (FEMFAT) procenta.



Obr. 114 Porovnání výsledků analýzy únavové životnosti

Co se týče metod samotných, tak velmi uspokojivě podobné si jsou výsledky u druhé varianty. U původní verze KH došlo sice k větší diferenci, avšak ne k takové, jaká byla autorem původně očekávána. Proto zavládla spokojenost i s těmito výsledky.

Možné chyby by bylo zřejmě trefné hledat zejména v provedení metodiky LSA. Obzvláště selekce nodů použitých pro výpočet poměrného gradientu byla velmi obtížná, protože jednotlivé uzly se v objemu vyskytují nahodile, nikoliv v rovnoměrných slupkách, jak by bylo ideální. Tato i jiné, další komplikace značně prodlužovaly celkový čas strávený touto metodikou. V prospěchu FEMFATu tedy hovoří nejen očekávaná vyšší přesnost, ale i časová náročnost a v neposlední řadě i uživatelský komfort.



ZÁVĚR

Předložená práce dává čtenáři vytušit obsáhlost problematiky skrývající se pod návrhovým procesem klikové hřídele. V úvodní části se zaobírá vlivy ovlivňujícími její výslednou podobu, přičemž téměř nikdy není z popsaných faktů vyvozen faktický závěr, jenž by mohl být nazván doporučením. V historii již bylo vyrobeno nepřeborné množství variant KH, ale vyzorovat z nich „učebnicové“ závislosti je prakticky nemožné. I z tohoto důvodu se ukázala být snaha o „zaškatulkování“ této součásti dle jednotlivých použití nesmyslná. Místo toho byly uvedeny jednotlivé klíčové okruhy této problematiky a naznačeny důsledky plynoucí z jejich různých řešení.

V další, již konkrétnější části, byly ukázány možné způsoby obměny tvaru řešené klikové hřídele a předvedeny metody, kterých lze s výhodou využít jak pro optimalizaci již dané, tak návrh zcela nové klikové hřídele. Hlavním výstupem z prováděných úkonů přitom byl optimalizovaný tvar řešené klikové hřídele, který disponuje lepšími vlastnostmi než tvar původní.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOŽOUŠEK, J. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1983. 483 s.
- [2] VALENTA, J. *Novodobé metody výpočtů tuhosti a pevnosti ve strojírenství*. Vyd. 1. Praha: SNTL, 1975. 521 s.
- [3] RICHTER, A. *Konstrukce spalovacích motorů I. Díl. Klikový mechanismus*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1961. 401 s.
- [4] Engine Crankshaft 3d Model [online], 2011. [cit. 2011-14-01]. Dostupný z WWW: <<https://www.creativecrash.com/maya/marketplace/3d-models/vehicle/part/c/engine-crankshaft/topics>>.
- [5] Crankshaft assembly [online], 2011. [cit. 2011-14-01]. Dostupný z WWW: <http://www.adobe.com/europe/manufacturing/3dpdfsamples/pdfs/crankshaft_assy_re.pdf>.
- [6] ERJAVEC, J. *Automotive technology: a systems approach*. Vyd. 4. New York: Thomson Delman Learning, 2005. 1401 s. ISBN 1-4018-4831-1.
- [7] VOLKSWAGEN – Inovace a technika [online], 2011. [cit. 2011-14-01]. Dostupný z WWW: <http://www.volkswagen.cz/technika/v10_tdi/>.
- [8] On-center vs Off-center [online], 2001. [cit. 2011-14-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.turbobuick.com/forums/stage-ii-tech/323208-center-vs-off-center-production-vs-stage-2-a.html>>.
- [9] *Stress Analysis and Optimization of Crankshafts* [online]. Toledo: University of Toledo, 2007 [cit. 2010-03-12]. Dostupný z WWW: <www.forging.org/FIERF/pdf/CrankshaftProjectreportIIAug2007.pdf>.
- [10] Contemporary Crankshaft Design [online], 2010. [cit. 2011-18-01]. Dostupný z WWW: <http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/crankshaft_design_issues.htm>.
- [11] Kucie die walu korbowego silnika [online], 2008. [cit. 2011-16-01]. Dostupný z WWW: <http://jxmould.en.alibaba.com/product/271450033209624628/kucie_die_walu_korbowego_silnika.html>.
- [12] Honda RC211V Crank [online], 2008. [cit. 2011-16-01]. Dostupný z WWW: <<http://picasaweb.google.com/hansderbe/Motorcycle#5166039705297636082>>.
- [13] Counter Weight Assembly [online], 2009. [cit. 2011-23-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.indiamart.com/jainengineeringworks/assemblies.html>>.
- [14] Cirrus Construction Log: Crankshaft [online], 2005. [cit. 2011-22-01]. Dostupný z WWW: <<http://modelengineneeds.org/cirrus/crankshaft.html>>.
- [15] Engines: Motive Power Types: Compression-ignition engine components [online], 2005. [cit. 2011-28-01]. Dostupný z WWW:



- <<http://www.cdxetextbook.com/engines/motivePower/diesEngComp/dieselcrankshaft.html>>.
- [16] Engine Tech [online], 2005. [cit. 2011-22-01]. Dostupný z WWW: <<http://speedtalk.com/forum/viewtopic.php?f=1&t=21471&start=225>>.
- [17] Chevrolet - LS1, LS2, LS6 [online], 2010. [cit. 2010-23-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.lunatipower.com/ProductGroup.aspx?id=161&cid=11>>.
- [18] Focus: Crankshaft – Motional intelligence [online], 2010. [cit. 2010-20-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.ret-monitor.com/articles/wp-content/uploads/pdf/crankshafts.pdf>>.
- [19] Porsche 928 Forum [online], 2010. [cit. 2010-23-12]. Dostupný z WWW: <<http://reutterwerk.com/forums/showthread.php?t=15171>>.
- [20] F3 1000 ccm [online], 2010. [cit. 2008-17-12]. Dostupný z WWW: <http://www.f3historic.com/s_sales.php>.
- [21] Cummins Engine Parts [online], 2010. [cit. 2010-28-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.auto-exhaust-manifold.com/blog/?p=19>>.
- [22] SV Talk, Tuning & Tweaking [online], 2006. [cit. 2010-21-12]. Dostupný z WWW: <<http://forums.sv650.org/showthread.php?p=2114662>>.
- [23] Type 4 Crankshafts [online], 2011. [cit. 2011-01-02]. Dostupný z WWW: <http://aapistons.com/index.php?main_page=product_info&cPath=12_18&products_id=95>.
- [24] Crankshaft Design, Materials, Loads and Manufacturing [online], 2010. [cit. 2010-17-12]. Dostupný z WWW: <http://www.epi-eng.com/piston_engine_technology/crankshaft_design_issues.htm>.
- [25] KUCHAR, P. *Řešení pevnosti dynamicky namáhaných dílů spalovacích motorů*. Praha, 2007. 123 s. Dizertační práce. Česká zemědělská univerzita v Praze. Vedoucí práce Doc. Ing. Jaroslav Matějka CSc.
- [26] Ledrappier, F. *Tenké povlaky pro snížení ztrát třením: tribologie povlaků typu DLC* [online], 2008. [cit. 2010-19-12]. Dostupný z WWW: <www.nanocon.cz/data/metal2008/sbornik/Lists/Papers/091.pdf>.
- [27] Formula 1 Engine pics [online], 2008. [cit. 2010-11-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/38661-formula-1-engine-pics.html>>.
- [28] Engine Tech, Building the Nissan VG30DETT [online], 2004. [cit. 2010-18-12]. Dostupný z WWW: <http://www.motoiq.com/magazine_articles/articletype/articleview/articleid/1508/pageid/1910/engine-tech-building-the-nissan-vg30dett-part-1.aspx>.
- [29] Crankshaft Counterweights relation [online], 2010. [cit. 2010-11-12]. Dostupný z WWW: <<http://clubgti.co.uk/forum/showthread.php?p=2000659>>.
- [30] Instead of knife edge, crank like a fan [online], 2007. [cit. 2010-21-12]. Dostupný z WWW: <<http://speedtalk.com/forum/viewtopic.php?f=1&t=21471&start=15>>.



- [31] Cosworth Crankshaft [online], 2011. [cit. 2011-06-01]. Dostupný z WWW: <<http://www.cosworthusa.com/store/pc/viewCategories.asp?pageStyle=h&ProdSort=19&idCategory=9&page=4>>.
- [32] Dubensky, R. Crankshaft Concept Design Flowchart for Product Optimization [online], Society of Automotive Engineering, 2002 [cit. 2010-03-12]. Dostupný z WWW: <<http://papers.sae.org/2002-01-0770/>>.
- [33] Ansys advanced analysis techniques guide [online], 2010. [cit. 2010-26-12]. Dostupný z WWW: <<http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/100/ansys/gadv100.pdf>>.
- [34] Durability evaluation of crankshaft including comparisons of competing manufacturing processes and cost analysis [online], 2010. [cit. 2010-21-12]. Dostupný z WWW: <http://www.mime.eng.utoledo.edu/faculty_staff/faculty/afatemi/papers2/2005ZoroufiFatemi26FITC.pdf>.
- [35] Optimization with Genetic Algorithms and Splines as a way for computer aided Innovation [online], 2010. [cit. 2010-26-12]. Dostupný z WWW: <<http://www.springerlink.com/content/r3p50224451777k7/fulltext.pdf>>.
- [36] Virtual topological optimisation of scaffolds for rapid prototyping [online], 2010. [cit. 2010-26-12]. Dostupný z WWW: <http://www.sciencedirect.com/science?_ob=MIimg&_imagekey=B6T9K-50GTRH0-1-13&_cdi=5117&_user=835458&_pii=S1350453310000962&_origin=search&_zone=rslt_list_item&_coverDate=09%2F30%2F2010&_sk=999679992&wchp=dGLzVzb-zSkzV&md5=41716d61ce1d21118d998cd4fec94fa3&ie=/sdarticle.pdf>.
- [37] Parametric and topological control in shape optimization [online], 2006. [cit. 2010-26-12]. Dostupný z WWW: <<http://cdl.engr.uconn.edu/asmeda/DAC2006.BestPaper.pdf>>.
- [38] NOVOTNÝ, P.; PÍŠTĚK, V.; STODOLA, J. *Virtual Engine - a Tool for Military Truck Reliability Increase. Advanced in Military Technology*, 2006, roč. 2006, č. 1, s. 49-70. ISSN: 1802-2308.
- [39] NOVOTNÝ, P., PÍŠTĚK, V. *CAE Tools in Cranktrain Design. MECCA - Journal of Middle European Costruction and Design of Cars*, 2007, roč. 2007, č. 1, s. 15-21. ISSN: 1214-0821.
- [40] SKÁCEL, J., KUCHAR, P., HLAVÁČEK, P. *Analýzy klikových hřídelí* [online], 2004. [cit. 2010-26-12]. Dostupný z WWW: <https://www.civ.cvut.cz/others/ansys_meeting/data/12._AUM_Sbornik/Sekce_A_Mechanical/Skacel+Kuchar+Hlavacek-Analyzy_klikovych_hrideli.pdf>.
- [41] PÍŠTĚK, V., NOVOTNÝ, P. *Dynamics of in-line six-cylinder diesel engine with rubber damper*. In 23rd CADFEM Users Meeting 2005. International Congress on FEM Technology. Bonn: CADFEM GmbH, 2005. s. 1-16. ISBN: 3-937523-02-2.



- [42] PÍŠTĚK, V.; NOVOTNÝ, P. *Structural dynamics of the in-line six-cylinder tractor diesel engine*. In Virtual Product Development Conference 2005. Mnichov: MSC.Software GmbH, Munich, Germany, 2005. s. 1-16.
- [43] BEDNÁŘ, B. *Technologičnost konstrukce*. Vyd. 1. Praha: ČVUT v Praze, 2005. 146 s.
- [44] MAREŠ, T. *Metodický přístup ke konstrukční optimalizaci* [online], 2005. [cit. 2010-20-12]. Dostupný z WWW: <https://www.bulletin-am.cz/index.php/vam/article/download/8/6/metodicky_pristup_mares.pdf>.
- [45] PÍŠTĚK, V., ŠTĚTINA, J. *Pevnost a životnost*. Vyd. 1. Brno : VUT Brno, 1993. 205 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [46] Studijní opory předmětu MMKP [online], Praha: ČVUT v Praze, 2008. [cit. 2010-19-12]. Dostupný z WWW: <<http://mechanika2.fs.cvut.cz/old/pme/predmety/mmkp/podklady/mod.pdf>>.
- [47] NAVARRINA, F. *Topology optimization of structures: A minimum weight approach with stress constraints* [online], 2005. [cit. 2010-26-12]. Dostupný z WWW: <http://www.sciencedirect.com/science?_ob=MIimg&_imagekey=B6V1P-4FXNRDC-1-5&_cdi=5680&_user=835458&_pii=S096599780500044X&_origin=search&_coverDate=09%2F30%2F2005&_sk=999639990&view=c&wchp=dGLbVlz-zSkWA&md5=23b938f362620b89d94761e37c2bc65e&ie=/sdarticle.pdf>.
- [48] DRÁPAL, L. *Cranktrain development of an aircraft diesel engine*. Liberec: XLI. International Conference of Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines, 2010.
- [49] VW Polo 2010 [online], 2011. [cit. 2011-08-02]. Dostupný z WWW: <<http://www.topspeed.com/cars/volkswagen/2010-volkswagen-polo-ar71252/picture299533.html>>.
- [50] SKODA Fabia WRC EVO 2 [online], 2011. [cit. 2011-03-042]. Dostupný z WWW: <http://www.racecarsdirect.com/listing/33546/New_crankshaft_SKODA_FABIA_WRC.html>.
- [51] NOVOTNÝ, P. *Řešení únavové životnosti součástí*. Brno: VUT v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 2011. Podklady k předmětu Výpočtové modely.
- [52] Engine Bearings: SK [online], 2010. [cit. 2011-06-03]. Dostupný z WWW: <http://www.ms-motor-service.com/ximages/PDF_Kataloge/gl_50003982_web.pdf>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

M_k	[N.m]	krouticí moment
c	[N.m.rad ⁻¹]	torzní tuhost
φ	[rad]	úhel natočení (deformace)
F	[N]	zatěžující síla
k	[N.mm ⁻¹]	tuhost v ohybu
x	[mm]	posunutí (deformace)
D	[mm]	vrtání válce
r	[mm]	délka ramene KH
l	[mm]	délka ojnice
S_p	[mm ²]	plocha pístu
λ	[-]	klikový poměr
F_p	[N]	primární síla
F_o	[N]	síla přenášená ojnici
α, β	[deg]	úhly definující natočení KH
F_t	[mm]	tečná síla
k_p	[N.mm ⁻¹]	tuhost pružinových náhrad
c_L	[mm]	ložisková vůle
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
σ_{cT}	[MPa]	mez únavy v tahu
σ_{cO}	[MPa]	mez únavy v ohybu
η_σ	[-]	vliv velikosti
d_{vz}	[mm]	průměr zk. vzorku
F_{max}	[N]	maximální síla od tlaku plynů
M_{Kmin}	[N.m]	minimální krouticí moment
M_{Kmax}	[N.m]	maximální krouticí moment
ν_σ	[-]	pravděpodobnost přežití
χ_R	[mm ⁻¹]	poměrný gradient
f_G	[-]	korekční součinitel
σ_{VM}	[MPa]	redukované napětí
σ_{1a}	[MPa]	první hlavní napětí



σ_{3a}	[MPa]	třetí hlavní napětí
$\sigma_{\text{emax}}, \sigma_{\text{emin}}$	[MPa]	extrémní hodnoty napětí
σ_{ea}	[MPa]	amplituda napětí
σ_{em}	[MPa]	střední hodnota napětí
k_p, k_{II}	[-]	součinitel únavové bezpečnosti



SEZNAM PŘÍLOH

- Výkres obrobení: KLIKOVÁ HŘÍDEL VARIANTA II, č. výkresu: 1-0014-10-01