

# E xperimentální A nalýza N apětí 2005

## DYNAMIC ANALYSIS OF HAMMER BASE DYNAMICKÁ ANALÝZA ZÁKLADU BUCARU

Václav Kubec<sup>1</sup>, Milan Círek<sup>2</sup>

*Drop hammers are unsubstitutable for its forging parameters. It is necessary to give attention to the efficiency of production on hammers. Analysis of the energy consumption of forming machines is one of the topics handled at the Department of Machine Design of University of West Bohemia. The biggest amount of lost energy is caused by*

*The transmission of the energy to the basement of the anvil block causes the biggest energy loss; the percentage of the lost energy in the anvil block's basement depends on the structure of the anvil block and the basement of the anvil block. The structure of the anvil block and the anvil block's basement also influence the transmission of vibrations to environment. All producers of hammers try to reduce problems. Newly developed damping elements which consist of springs and viscous vibration damper are used instead of the massive block foundations. Most of design of new types of basement is carried out analytically.*

*An initial goal of this paper was to compare results obtained by analytical, FEM and experimental method. Due to troubles with obtaining of results of the experimental method we were obliged to confront only the results of the analytical method and FEM. All research, presented in this paper was carried out on a drop hammer conventional with conventional concrete basement.*

### Keywords

Hydraulic hammers, basements of hammers, FEM analysis

### Úvod

V dnešní době stále u mnohých výrobců tvářecích strojů nepatří mezi kritéria pro jejich navrhování a konstruování energetická náročnost, s jakou jimi navrhované stroje pracují. Rozhodující v tržním hospodářství jsou především požadavky zákazníka na splnění technologických parametrů, za co nejmenší výrobní náklady vložené do potřebného výrobního zařízení. To umožňuje výrobcí daného zařízení velmi jednoduchý a pohodlný způsob řešení. Použijí některý z již vyráběných strojů a provedou na něm úpravy s co nejmenší námahou a minimálními náklady dle požadavků zákazníka. Objem konstrukční práce je malý, riziko je minimální – výroba je odzkoušená, doba technické přípravy výroby je krátká a cena stroje tedy nízká. Takové řešení je sice pohodlné, ale značně krátkozraké. Tvářecí stroje mají vysokou životnost a proto je potřeba bilancovat jejich energetickou spotřebu za celou dobu jejich předpokládaného technologického využívání. Většina tvářecích strojů má v tomto ohledu ještě rezervy.

---

<sup>1</sup> Ing. Václav Kubec: Západočeská univerzita, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů; Univerzitní 22, 306 14 Plzeň, tel.: +420-37763 8246, e-mail: vkubec@kks.zcu.cz

<sup>2</sup> Ing. Milan Círek: Západočeská univerzita, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů; Univerzitní 22, 306 14 Plzeň, tel.: +420-37763 8246, e-mail: mcirek@kks.zcu.cz

Nejvhodnější přístup ke konstrukci tvářecích strojů by měla být snaha po jejich optimalizaci, kde musí být zastoupeno co největší množství optimalizačních kritérií, a to i z pohledu na dobu jejich životnosti, četnost jejich technologického využívání, klasických požadavků na ekonomické konstruování a další. V současné době, při možnosti plně využívat výpočetní techniku, je možné ke konstruování přistupovat tak, abychom mohli všechna námi zvolená kritéria do konstrukce podle váhy jejich vlivu zohledňovat.

Největší ztráty u šabotových bucharů jsou způsobeny únikem energie přes šabotu a její základ (do okolí). Složení základu (tlumicí prvky, velikost betonového základu atd.) se stanovuje na základě analytického výpočtu provedeného za předpokladu centrického rázu mezi zápustkami. Analytický výpočet se využívá také pro výpočet uložení strojů na moderních pružných elementech, ve kterých jsou integrovány pružiny a viskózní tlumiče.

Na základě předcházejících údajů jsme se rozhodli provést srovnání výsledků analytického výpočtu dynamického chování základu stroje s výpočtem MKP a následným experimentem. V příspěvku je uvedeno pouze srovnání analytického výpočtu a výpočtu MKP, který jsme aplikovali na modelovém příkladě. Pro porovnání jsme vybrali padací buchar, který je umístěn na klasickém betonovém základu.

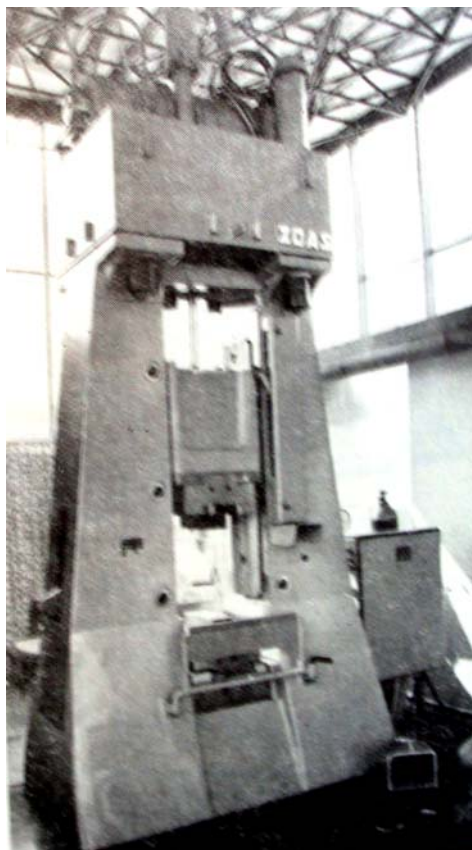
## Padací buchar

Pro výpočet jsme si vybrali buchar typu KPH 2000 vyráběném firmou ŽĐAS (na Obr. 1). Jedná se o padací hydraulický buchar pro přesné zápuštkové kování, kalibrování, rovnání a volné kování. Uplatňuje se v kovárnách s malosériovou a sériovou výrobou.

Konstrukční provedení: svislý, nízkozdvíhový, rychloběžný s vlastním hydraulickým pohonem. Hydraulický hnací agregát je pružně uložen na příčnicku stojanu bucharu (agregát se skládá z vysokotlakého čerpadla s elektromotorem, nádrže na olej, rozvaděče a příslušné výstroje). Stojan se šabotou a beran jsou odlitky z lité oceli. Dlouhé hřebenové vedení beranu umožňuje i mimostředné postupové kování.

Důležité parametry bucharu:

hmotnost beranu	2 000 kg
hmotnost bucharu	51 500 kg
největší zdvih	1 000 mm
počet využitelných úderů	25 za min.
Rozměry bucharu:	
délka	2 600 mm
šířka	1 500 mm
výška nad podlahou	5 000 mm
výška pod podlahou	1 150 mm



Obr. 1 – Buchar KPH 2000

Energetická bilance u bucharů:

$$A_C = A_U + A_Z \pm A_D \pm A_A \pm A_G \quad (1)$$

$A_C$  – celková energie spotřebovaná strojem (příkon)

$A_U$  – užitečná práce – energie, která se spotřebuje na plastickou deformaci tvářeného materiálu (výkon)

$A_Z$  – ztrátová práce – energie spotřebovaná na překonání všech účinků třecích sil

$A_D$  – deformační práce – energie elastických deformací všech součástí stroje

$A_D = 0$  – všechny části stroje jsou absolutně tuhé

$A_D > 0$  – práce je akumulovaná v zatížených částech stroje

$A_D < 0$  – práce je uvolněna při odlehčení dříve zatížených členů stroje = práce se vrací zčásti zpět do pracovního cyklu jako práce užitečná a zčásti představuje uvolněnou nevratnou energii (hluk, teplo, chvění)

$A_A$  – práce dynamických sil

$A_G$  – práce gravitačních sil

Celková technologická účinnost tvářecího stroje (za předpokladu, že práce pružných deformací je nevratná a práce dynamických a tíhových sil se uvažují v průběhu jednoho pracovního cyklu, tedy  $A_A = A_G = 0$ )

$$\eta_c = \frac{A_U}{A_C} \quad (2)$$

U šabotových bucharů se také zjišťuje tzv. šabotová ztráta, která je stanovena z velikosti předané rázové práce do tvářeného materiálu. Při centrickém rázu dvou těles dojde k rozdělení energie rázu na energii, kterou spotřebují veškeré plastické a elastické deformace, a na kinetickou energii těles při rázu.

$$A_0 = \frac{1}{2}(m_1 + m_2) \cdot v^2 + A = \frac{1}{2}m_1 v_1^2 + \frac{1}{2}m_2 v_2^2 \quad (3)$$

kde  $A_0$  – rázová energie;  $A$  – energie elastických a plastických deformací;  $\frac{1}{2}(m_1 + m_2) \cdot v^2 =$  kinetická energie těles při rázu;  $\frac{1}{2}m_1 v_1^2 + \frac{1}{2}m_2 v_2^2 =$  kinetická energie těles před rázem

Potom počítáme-li podíl energie od elastické deformace jako  $A_{\text{elast}} = k \cdot A$ , kde  $k =$  je koeficient pružnosti rázu, jehož hodnota je  $\sqrt{0,3 \div 0,7}$  (0,3 – tváření za tepla; 0,7 – tváření za studena), je pak energie od plastické deformace (tedy užitečná práce v energetické bilanci) předaná do tvářeného materiálu stanovena jako:

$$A_{\text{plast}} = \frac{1}{2}(1-k) \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2 \quad (4)$$

Šabotová ztráta pro šabotový buchar je

$$\eta_s = \frac{A_{\text{plast}}}{A_0} = \frac{a}{a+1} \quad (5)$$

pokud platí, že  $v_2 = 0$  – rychlost šaboty před úderem;  $m_1$  – hmotnost beranu;  $m_2 = a \cdot m_1$  – hmotnost šaboty.

## Síla přenášená do systému základu

Jednou z největších nevýhod šabotových bucharů a bucharů obecně je, jak jsme již uvedli, otřesy přenášené do okolí. Parametr, který se nejčastěji stanovuje v rámci výpočtu základu, je energie přenášená do základu.

V praxi se běžně používá analytický výpočet chvění základu bucharu. Nejprve jsme se v tomto směru rozhodli provést výpočet MKP a tento porovnat s analytickým výpočtem. V metodě konečných prvků je možné zohlednit vliv šíření napěťové vlny v materiálu a tlumení materiálu.

Výpočty jsme provedli pro klasické uspořádání základu, které je vidět na obr. 2. Základ se skládá šaboty a betonového základového bloku. Mezi šabotou a základovým blokem je tlumící vrstva buď z dubových prážců nebo z vrstvy železné plsti. Pod základovým blokem je další vrstva tlumícího materiálu. Pro výpočet byly použity parametry bucharu KPH 2000.

Vzhledem k absenci tlumících koeficientů použitých materiálů jsme zatím mohli spočítat pouze model netlumený.

### Analytický výpočet

Analytický výpočet je sestaven jako netlumený systém se dvěma stupni volnosti viz. Obr. 3. Pružiny reprezentují tlumící vrstvy pod základovým blokem  $k_1$  mezi šabotou a základovým blokem  $k_2$ . Hmoty  $m_1$  představuje základový blok a hmota  $m_2$  představuje šabotu.

Pohybové rovnice:

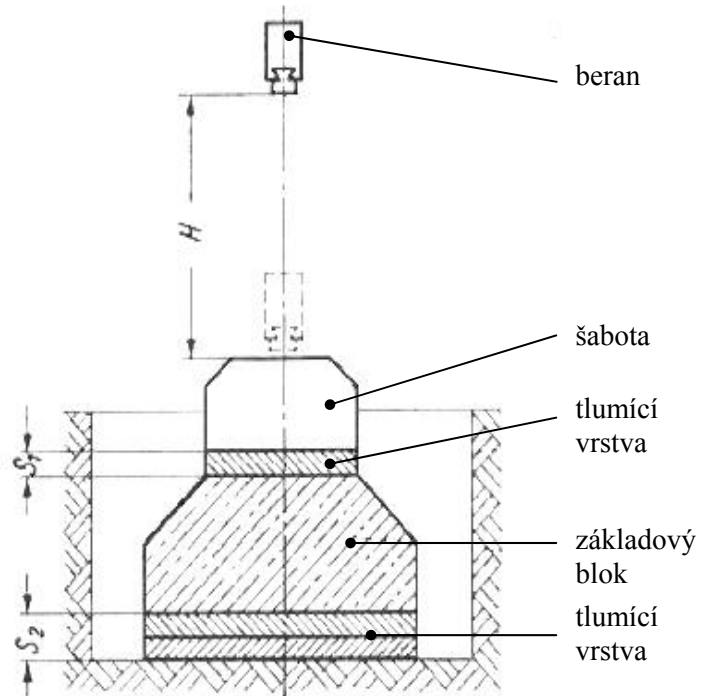
$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + k_1 \cdot x_1 &= 0 \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + k_2 \cdot x_2 &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

počáteční podmínky:  $t = 0$

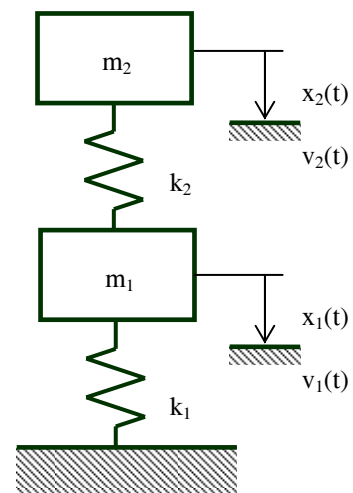
$$\begin{aligned} x_1(0) &= 0 \\ v_1(0) &= 0 \\ x_2(0) &= 0 \\ v_2(0) &= v_0 \end{aligned}$$

$m_1 = 471\,900$  kg - betonový blok

$m_2 = 40\,000$  kg - šabota bucharu



Obr.2 – Uspořádání základu bucharu



Obr.3 – Schéma výpočtu

$$k_1 = E_p \cdot \frac{\check{s}_{p1} \cdot d_{p1}}{v_{p1}} = 6,5 \cdot e^{10} \text{ N/m} \quad - \text{vrstva železné plsti pod blokem}$$

$$k_2 = E_p \cdot \frac{\check{s}_{p2} \cdot d_{p2}}{v_{p2}} = 6,25 \cdot e^9 \text{ N/m} \quad - \text{vrstva železné plsti mezi šabotou a blokem}$$

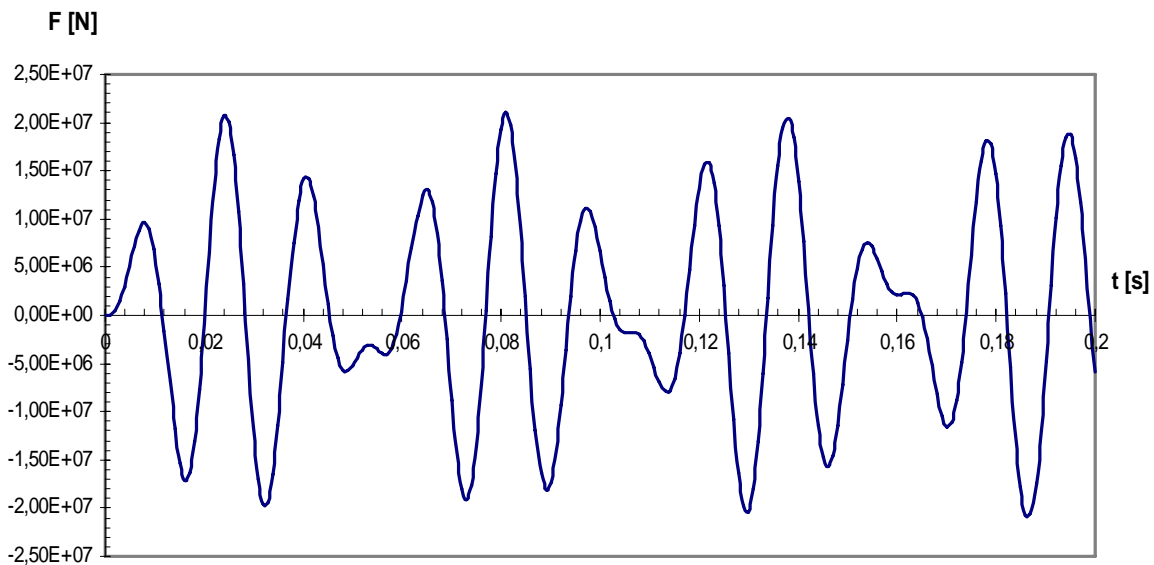
Počáteční rychlost hmoty  $m_2$  (na obr. 3)  $v_0$  vychází z výpočtu rychlosti tělesa po rázu dvou těles. Pro jednoduchost jsme zvolili tzv. tvrdý ráz a tedy koeficient pružnosti rázu je =1. Hodnoty použité v tomto výpočtu vycházejí z parametrů stroje, které jsou uvedeny v předcházející kapitole.

$$m_1 = 2\,000 \text{ kg}; m_2 = 40\,000 \text{ kg}; v_1 = 4,43 \text{ m.s}^{-1}; v_2 = 0 \text{ m.s}^{-1}$$

$$v_0 = c_2 = (1+k) \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} - k \cdot v_2 = 0,42181 \text{ m/s} \quad (7)$$

Dynamická síla přenášená do základu je stanovena jako reakce od pružiny  $k_1$ .

$$F_d = \frac{y_1(t)}{k_1} \quad (8)$$



Obr. 4 – Dynamická síla přenášená do základu

## Výpočet MKP

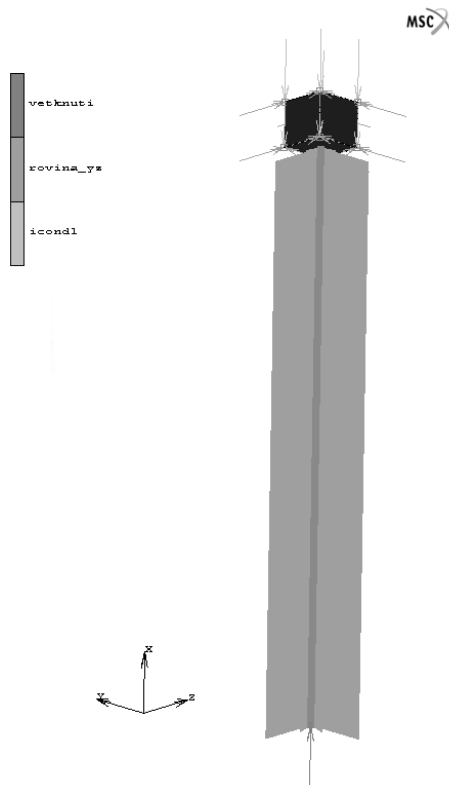
Výpočet je sestaven jako 3D úloha. Základ, který se skládá z jednotlivých vrstev materiálu, je namodelován ve skutečné velikosti z prutových prvků o délce  $0,41666$  mm s definovaným průřezem. Beran narazí na šabotu v rychlosti  $4,43 \text{ m.s}^{-1}$ .

Spočítány jsou dvě varianty:

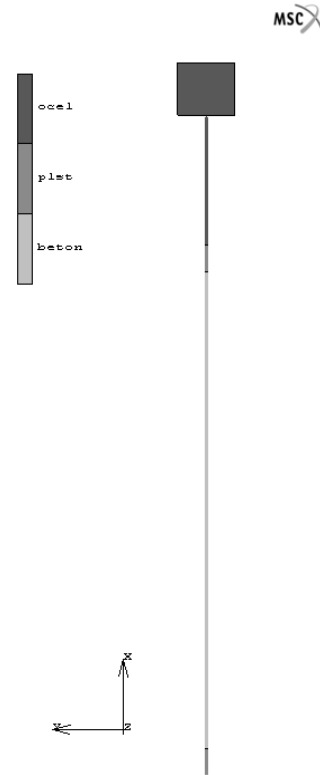
1. Ve výpočtu je zanedbán vliv šíření rázové vlny v beranu. Beran je namodelován jako kvádr o skutečných rozměrech a je tvořen pouze jedním elementem.

2. Ve výpočtu je zohledněn vliv šíření rázové vlny v beranu. Beran je namodelován stejně jako základ z prutových prvků o délce  $0,41666$  mm s definovaným průřezem.

Okrajové podmínky jsou stejné u obou variant. Na obr. 5 je vidět vetknutí spodního uzlu prutu, povolení posunutí pouze ve směru pohybu beranu (osa x) a počáteční podmínku pohybu. Na obr. 6 je vidět rozdělení materiálu v prutu.



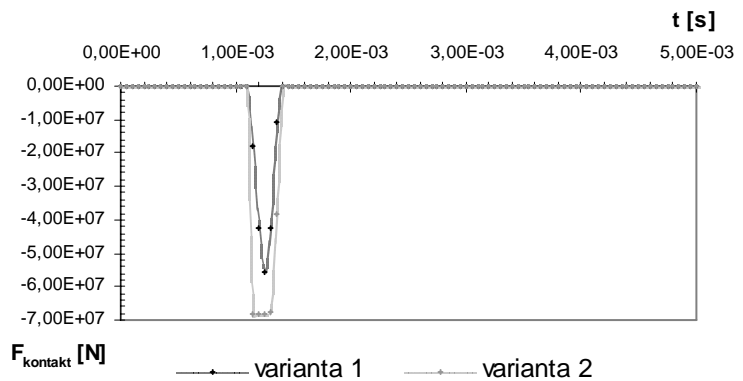
Obr. 5 –Okrajové podmínky



Obr. 6 – Rozdělení materiálu v prutu

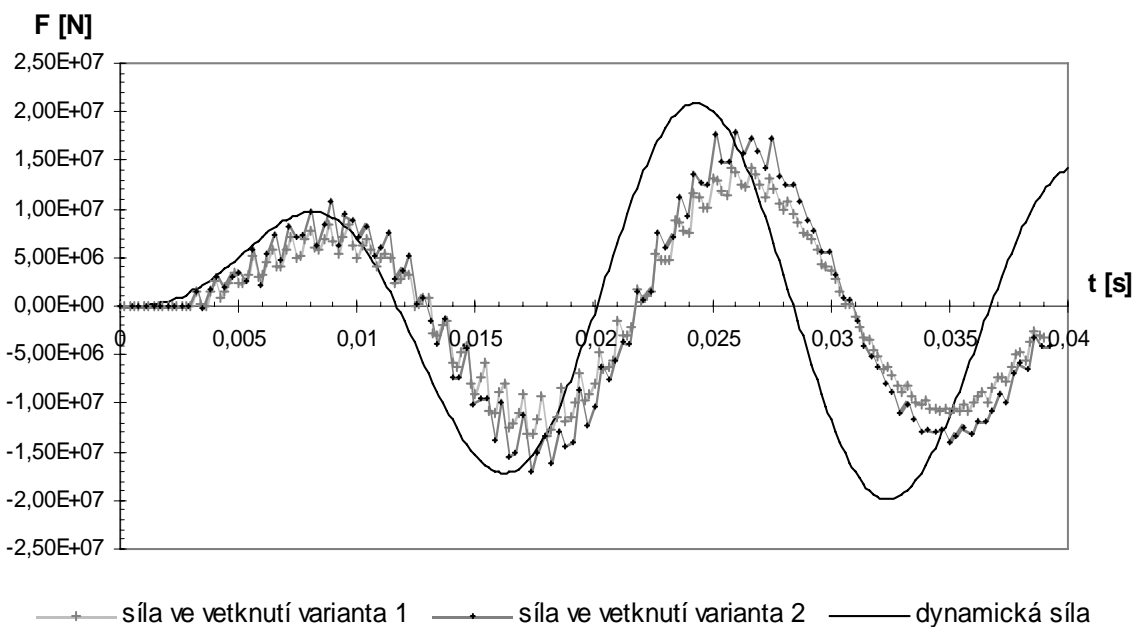
Výsledkem tedy byl především průběh reakční síly ve vetknutí a dále kontaktní síla mezi beranem a šabotou, na které byl závislý tvar napěťové vlny šířící se materiálem.

Na obr. 7 je vidět rozdíl mezi rázovou silou varianty 1 a rázovou silou varianty 2. Podle očekávání má síla varianty 2 větší hodnotu než varianta 1 a došlo ke krátké prodlevě na této maximální hodnotě.



Obr.7 – Porovnání rázové síly

## Závěr



Obr. 8 – Porovnání výsledků síly do základu

Na obr. 8 je znázornění síly vypočtené analytickým výpočtem a výpočty MKP přenášené do základu. Největší hodnota amplitudy síly přenášené do základu náleží analytickému výpočtu, velikost u výpočtů MKP je nižší a je ovlivněna velikostí rázové síly pro jednotlivé varianty, která je znázorněna na obr. 7.

Následný postup řešení dynamických vlastností základu budeme směřovat k zpřesnění sestavených modelů a to především zanesením tlumení materiálu. Tyto výsledky budou konfrontovány s experimentem na reálném zařízení. Další zpřesnění výpočtových modelů bude provedeno odladěním modelu s 3D elementy, aby bylo možno posoudit také např. vliv excentricity rázu na rozložení síly přenášené do základu, nebo velikosti kontaktní plochy na tvar a šíření napěťové vlny.

Uvedené závěry bude možné použít jak u nově vyrobených strojů, tak při generálních opravách starších bucharů. Často se starší již používané stroje znovu osadí do nového základu, přičemž platí, že čím větší je tuhost systému uložení šaboty, tím je větší účinnost, ale zvětší se také zatížení stroje a jeho okolí. Hledáme kompromis mezi účinností a velikostí ovlivněného okolí. Proto jsme se zaměřili v prvé řadě na tento problém.

## Literatura

- [1] Hýsek R: *Tvářecí stroje 1971* – SNTL Praha., 1972.
- [2] Staněk J: *Základy stavby výrobních strojů*. – ZČU v Plzni., 2001, str. 120
- [3] Čechura M., Staněk J.: *Tvářecí stroje – hydraulické lisy* – ZČU v Plzni, 1999, str. 141
- [4] Kubec V., Čechura M.: *Energy Balance of Hammers* – Proceedings of MATAR Praha 2004 sections 2, 3, 4, str. 51-56, 2004