

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ



Diplomová práce

NAMÁHÁNÍ RÁMU MOTOCYKLU

2004

Pavel Koreček

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Pístové spalovací motory

Namáhání rámu motocyklu

Pavel Koreček

KSD - DP - 416

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ladislav Bartoníček, CSc.
Konzultant diplomové práce: Ing. Josef Pšenička, Jawa Moto
Ing. Robert Voženílek

Počet stran: 53
Počet příloh: 4
Počet obrázků: 23
Počet tabulek: 6

Datum odevzdání: 6.1. 2004

ANOTACE

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra strojů průmyslové dopravy

Studijní program: magisterský
Diplomant: Pavel Koreček
Téma práce: Namáhání rámu motocyklu
Číslo DP: KSD - DP - 416
Vedoucí DP: Ing. Ladislav Bartoníček, CSc.
Konzultant: Ing. Josef Pšenička, Jawa Moto
Ing. Robert Voženílek

Stručný výtah:

Tato práce se zabývá určením namáhání motocyklového rámu metodou konečných prvků. Vhodnost zvolené metody je ověřena výpočtem staršího rámu a porovnáním výsledků výpočtu s hodnotami naměřenými výrobcem. Po ověření použitelnosti je stejná metoda použita pro výpočet rámu nového typu.

Abstract:

This thesis applies the finite elements method to the analysis of the strain of a motorcycle frame. The suitability of this analytical method is confirmed by its application to an older motorcycle frame and a comparison of the results with empirical data measured by the manufacturer. After confirming the suitability of this method it is then used to measure a new type of a frame.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení a pod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

V Praze 2. 1. 2004

Pavel Koreček

.....

Místopřísežné prohlášení

„Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.“

V Praze 2. 1. 2004

Pavel Koreček

.....

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE

OBSAH	6
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	7
1 ÚVOD	8
2 ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA MOTOCYKL	10
2.1 Obecně o zatížení motocyklu, základní provozní režimy	10
2.1.1 Statické zatížení	11
2.1.2 Brzdění	12
2.1.3 Akcelerace	20
2.1.4 Dynamické zatížení	24
3 RÁM MOTOCYKLU JAWA 350 / 634 – 4	25
3.1 Rámu typu 634, geometrický model	25
3.1.1 Skutečný rám typu 634	25
3.1.2 Model rámu typu 634	27
3.2 Výpočtový model	32
3.2.1 Okrajové podmínky, zatížení modelu	32
3.2.2 Vyhodnocení výpočtu, určení konkrétních hodnot napětí	36
3.3 Výsledky	40
4 RÁM MOTOCYKLU JAWA 650 / 836	42
4.1 Rám typu 836, geometrický model	42
4.1.1 Skutečný rám typu 836	42
4.1.2 Model rámu typu 836	44
4.2 Výpočtový model	47
4.2.1 Okrajové podmínky, zatížení modelu	47
4.3 Výsledky	49
4.4 Návrh úpravy rámu	49
5 ZÁVĚR	51
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	52
SEZNAM PŘÍLOH	53

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{ms}^{-2}]$	zrychlení (zpomalení) vozidla
a_p, a_z	$[\text{ms}^{-2}]$	zpomalení vyvozené přední (zadní) brzdou
B	$[\text{N}]$	celková brzdící síla
B_p, B_z	$[\text{N}]$	tečná brzdící síla na předním (zadním) kole
f_0	$[1]$	koeficient adheze
F_k	$[\text{N}]$	tečná hnací síla
g	$[\text{ms}^{-2}]$	gravitační zrychlení
G	$[\text{N}]$	tíha vozidla
G_p, G_z	$[\text{N}]$	svislá reakce na předním (zadním) kole
h	$[\text{mm}]$	výška těžiště na vozovkou
i_{c1}	$[1]$	celkový převod na první převodový stupeň
l	$[\text{mm}]$	rozvor vozidla
l_p, l_z	$[\text{mm}]$	vzdálenost těžiště od předního (zadního) kola
m	$[\text{kg}]$	hmotnost
M_{bp}, M_{bz}	$[\text{Nmm}]$	brzdný moment na předním (zadním) kole
M_k	$[\text{Nm}]$	max. točivý moment motoru
r_{pval}, r_{zval}	$[\text{mm}]$	valivý poloměr předního (zadního) kola
δ	$[1]$	součinitel vlivu rotačních částí
a pod.		a podobně
CBS		central brake system
č.		číslo
MKP		metoda konečných prvků
např.		například
obr.		obrázek
tab.		tabulka
t.j.		to je
tl.		tloušťka
VVZ		Výzkumný a vývojový závod
X,Y,Z		označení os souřadného systému
S1, S2		statický režim, jeden jezdec (dva jezdci)
D1, D2		dynamický režim, jeden jezdec (dva jezdci)
PB1, PB2		brzdění přední brzdou, jeden jezdec (dva jezdci)
ZB1, ZB2		brzdění zadní brzdou, jeden jezdec (dva jezdci)
OB1-Pmax, OB2-Pmax		brzdění oběma brzdami, jeden jezdec (dva jezdci), účinek přední brzdy je maximální
OB1-Zmax, OB2-Zmax		brzdění oběma brzdami, jeden jezdec (dva jezdci), účinek zadní brzdy je maximální

1. ÚVOD

Na motocyklové podvozky obecně a na jejich hlavní části – rámy – je v současné době kladeno mnohem více nároků než kdykoliv dříve. Je to způsobeno rostoucími požadavky zákazníků na výkon pohonných jednotek, rostoucí cestovní rychlostí motocyklů na straně jedné, na straně druhé požadavky na dobrou jízdní stabilitu a tuhost podvozku za všech okolností a provozních situací a z toho plynoucí bezpečnost v silničním provozu. Rovněž životnost jednostopých vozidel je dnes vyžadována řádově vyšší než v nedávné minulosti. Dalším důležitým faktorem je technologičnost, materiálová náročnost rámu a z toho plynoucí jeho cena a odvozeně konkurenceschopnost celého finálního produktu – motocyklu. Rám je klíčovou součástí celého podvozku, přenáší veškeré silové účinky od pohonné skupiny, od přední či zadní nápravy (teleskopické či kyvné vidlice) ať již vznikají od nerovností vozovky, od brzdové soustavy nebo jakkoliv jinak. Dále musí bezpečně vydržet zatížení od hmotnosti posádky a jejích zavazadel, a to bez velkých změn v jízdních vlastnostech celého stroje. V některých ojedinělých případech bývá na rám připojen postranní vozík (sidecar), který je rovněž příčinou dalšího nezanedbatelného zatížení. Na rám jsou mnohdy kladeny také požadavky vzhledové, a to přinejmenším v těch místech, kde není zakryt kapotáží nebo jinými součástmi motocyklu.

Současní světoví výrobci produkují motocykly, jejichž rámy je možno z hlediska geometrie rozdělit do dvou hlavních skupin: jde o rámy s rovinnou přední částí a nebo rámy prostorové. Existují samozřejmě výjimky, t.j. motocykly bez hlavního nosného rámu. Jeho funkci v takovém případě přebírá motorová skříň, jejíž umístění, rozměry a dimenzování takové využití umožňují. Tuto koncepci používá například firma BMW u strojů s podélně vestavěným řadovým čtyřválcovým motorem, i u některých strojů s motory s protilehlými válci.

Rámy prostorové jsou pevnostně výhodnější, velmi dobré vlastnosti mají zejména při působení kroutícího zatížení. Bývají svařeny, případně odlity ze složitě tvarovaných profilů o poměrně velkých průřezích. Z materiálů nacházejí uplatnění jak ocel (pouze svařované rámy), tak lehké slitiny převážně na bázi

duralu (svařované i lité rámy). Výroba svařovaných ráků z ocelových tenkostěnných profilů je technologicky snadno zvládnutelná pro většinu producentů motocyklů a již delší dobu jsou ráky tohoto druhu na světovém trhu. Ráky svařované z duralu naproti tomu vyžadují vyspělou technologii výroby, která zaručí pevnost a bezpečnost svařeného ráku. Proto se takové ráky příliš nevyskytují, a bez výjimky jsou v nabídce pouze několika předních výrobců na světě. Častěji jsou používány teprve v posledních letech. Další skupinu, byť také ne příliš početnou, tvoří ráky vyrobené technologií přesného lití. Materiálem jsou výlučně hliníkové slitiny. Výhodou litých ráků je možnost využít prostorné dutiny v profilech kupříkladu k přívodu náporového vzduchu do tlumiče sání (Kawasaki, Honda), někdy dokonce i jako integrované palivové či olejové nádrže (Buell). Do této skupiny je možno dále zařadit i ráky kombinované, montované z několika přesných odlitků a několika tvářených profilů. Výroba prostorových ráků je však vždy nákladnější než výroba rovinných ráků z ocelových trubek. Výše uvedené naznačuje hlavní oblast uplatnění prostorových ráků. Nejvíce jsou používány u výkonných ryze sportovních a sportovně – cestovních motocyklů, kde vysoké nároky na rám ospravedlňují náročnost a nákladnost použité technologie.

Ráky rovinné bývají obvykle svařeny z ocelových trubek kruhového či obdélníkového průřezu. Jednotlivé části mohou mít různé tloušťky stěn, dle potřeby a předpokládaného namáhání v daném místě. Jejich předností je nižší cena a poměrně snadná výroba, naopak jejich nevýhodou je při srovnatelné tuhosti výrazně vyšší hmotnost oproti rákům prostorovým. Tento rozdíl je ještě více patrný při porovnání s ráky z lehkých slitin. Rovinné ráky nacházejí uplatnění zejména u „klasických“ typů motocyklů, t.j. u cruiserů, chopperů a cestovních strojů pojatých jako „retro“ styl. Dále se ráky tohoto typu používají u lehkých cestovních či terénních strojů nižších kubatur, zde ovšem z důvodu požadavku nízké ceny, či malé šířky stroje v partii nádrže (u terénních). Do skupiny rovinných ráků patří i oba ráky, jimiž se zabývá tato práce. Tedy jak rám motocyklu Jawa 350 / 634, tak rám připravovaného modelu Jawa 650 / 836.

2. ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA MOTOCYKL

2.1 Obecně o zatížení motocyklu, základní provozní režimy [2],[3],[4]

Na motocykl působí v provozu celá řada zatížení, která mohou být způsobena různými vlivy. Motocykl je zatěžován jednak vlastní hmotností, hmotností posádky, hmotností zavazadel, silami vznikajícími setrvačnými účinky zmíněných hmot při brzdění či akceleraci, nevyváženými silami a momenty od pohonné jednotky, dynamickými silami způsobenými nerovnostmi vozovky, odporem vzduchu, odporem valení, odporem stoupání a pod. . Například dynamické síly velmi závisí na vozidle samotném, na jeho technickém stavu, na posádce (jejím způsobu sezení, hmotnosti, způsobu jízdy a pod.). Nebo kupříkladu pevně vmontovaný motor, kromě již zmíněných silových účinků, změnou své teploty v provozu dilataje, což se nutně musí ve skutečnosti na namáhání rámu projevit. Všechny tyto vlivy se ve skutečném provozu vyskytují společně v různých kombinacích, a zjišťování jejich současných účinků je velmi komplikované. Proto se namáhání nosných částí podvozku určuje v několika režimech, kdy účinky jednotlivých druhů namáhání mají rozhodující podíl na namáhání celkovém.

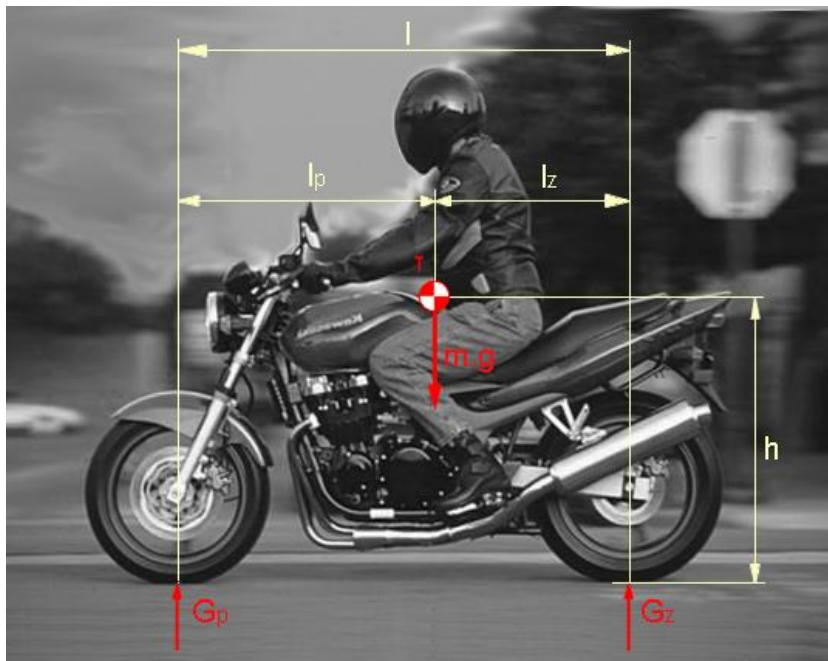
Tyto režimy jsou :

- statický režim (někdy též nazývaný zatížení prostým ohybem)
- brzdění vozidla (uvažován rovný povrch vozovky)
- akcelerace vozidla (uvažován rovný povrch vozovky)
- dynamický režim (zohledňují se nerovnosti vozovky)

O každém zmíněném režimu bude pojednáno samostatně. Pokud by bylo nutno zjistit konkrétní namáhání od několika významných zatížení zároveň (např. intenzivní brzdění na velmi špatné vozovce), je nutno superponovat účinky jednotlivých vlivů účastnících se kombinovaného režimu.

2.1.1 Statické zatížení

Motocykl je v tomto režimu zatěžován pouze vlastní hmotností a hmotností posádky a jejích zavazadel. Ve skutečném provozu tomuto výpočtovému režimu odpovídá pouze jízda stálou rychlostí, kdy není motor v záběru a výrazněji se neuplatňuje ani odpor vzduchu či odpor valení. Čili týká se spíše oblastí nižších rychlostí, a jeho význam je spíše srovnávací. Nicméně ani v tomto zdánlivě velmi jednoduchém případě se nelze vyhnout určitým předpokladům, které výpočet vzdalují od skutečnosti. Jde především o polohu těžiště jezdce (jezdců). Tato se stanovuje vážením samotného motocyklu a poté motocyklu s posádkou. Rozdílného zatížení předního a zadního kola pak lze využít k určení polohy těžiště jezdce. Polohu těžiště jezdce je ovšem nutno znát pouze v případě, že není možno zvážet obsazený motocykl. Pro výpočet dalších režimů je totiž výhodné použít souřadnice těžiště motocyklu i s jeho posádkou a při určování reakcí od vozovky uvažovat motocykl i s posádkou jako jedno těleso. Schéma základních rozměrů a sil při statickém režimu je znázorněno na obr. 2-1.



Obr. 2-1. Silové schéma statického režimu

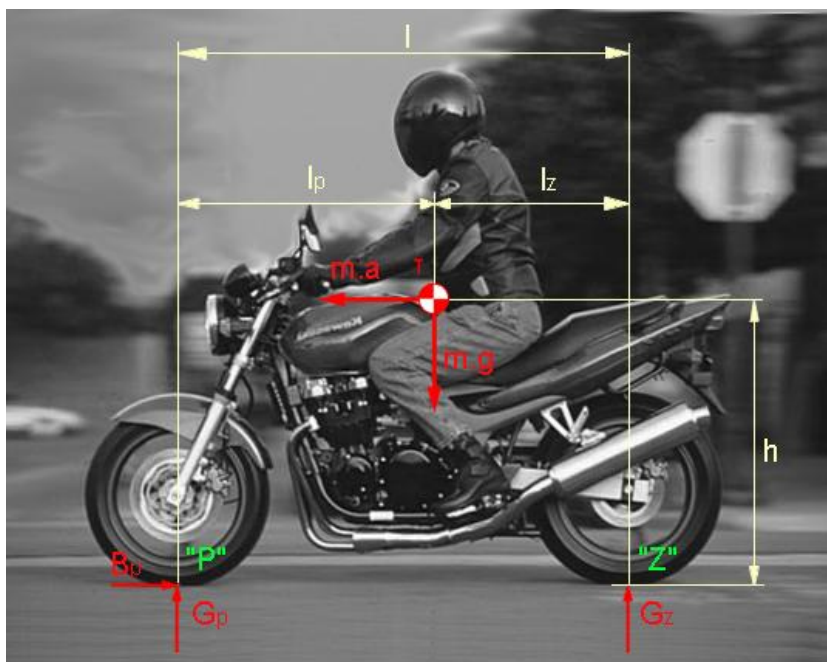
2.1.2 Brzdění vozidla

Jak ukazují zkušenosti výrobců, při brzdění dochází k největšímu namáhání rámu, zejména v oblasti za hlavou rámu. Vzhledem k tomu, že motocykly jsou i v dnešní době (až na naprostou výjimku, kterou je systém Honda Dual CBS) vybavovány dvěma zcela nezávislými brzdami, působícími zvlášť na přední a zadní kolo, dělí se režim brzdění na tři varianty :

- a) brzdění samotnou přední brzdou
- b) brzdění samotnou zadní brzdou
- c) brzdění oběma brzdami současně

Vždy je uvažováno brzdění na mezi adheze. Ponechme stranou otázku, zda řidič motocyklu v situaci, kdy je nucen takto intenzivně brzdit, je schopen tak přesného ovládání obou brzd najednou. Pro určování namáhání rámu toto není podstatné a nadále bude uvažováno, že to je možné.

Brzdění samotnou přední brzdou



Obr. 2-2. Silové schéma pro brzdění samotnou přední brzdou

Schéma sil pro brzdění samotnou přední brzdou je znázorněno na obr. 2-2. V tomto režimu se brzdící reakce vyskytuje pouze na předním kole, platí tedy rovnost mezi setrvačnou silou celého vozidla a brzdící reakcí :

$$B_p = m \cdot a \quad [\text{N}] \quad . \quad /1/$$

Zároveň platí :

$$B_p = G_p \cdot f_0 \quad [\text{N}] \quad . \quad /2/$$

Kde G_p je okamžitá svislá reakce na předním kole, a f_0 je koeficient tření mezi pneumatikou a povrchem vozovky. Jeho velikost bývá v různé literatuře uváděna v rozmezí 0,7 až 1. Vyjíměčně bývají uváděny hodnoty mírně převyšující 1.

Dosadíme-li z /1/ do /2/ za B_p , dostaneme rovnost :

$$m \cdot a = G_p \cdot f_0 \quad . \quad /3/$$

Vztah pro G_p vyplyne z momentové rovnice k bodu „Z“ :

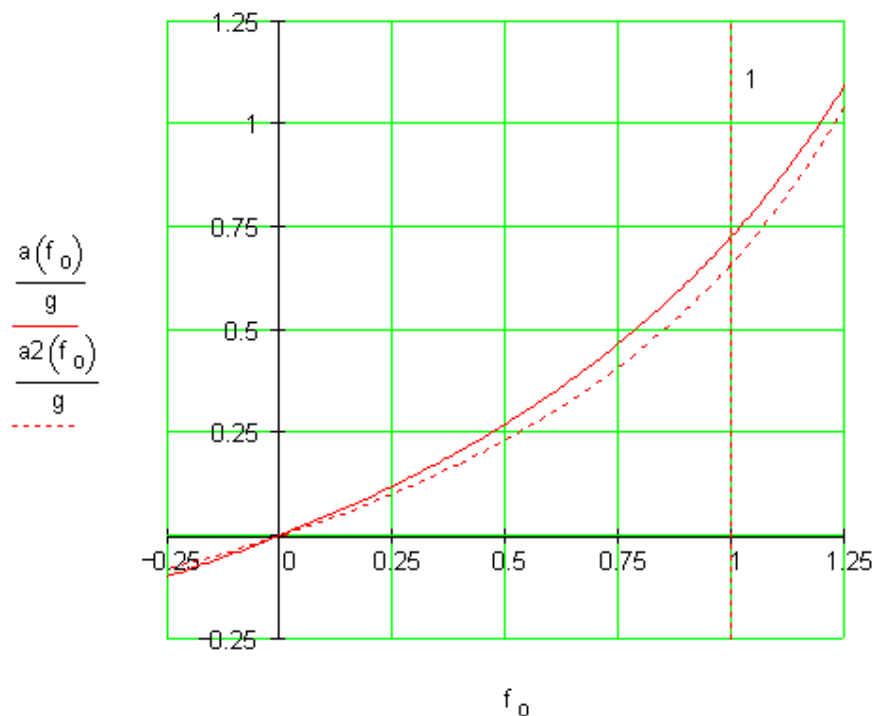
$$G_p = \frac{m \cdot g \cdot l_z + m \cdot a \cdot h}{l} \quad [\text{N}] \quad . \quad /4/$$

Dosadíme – li ze /4/ do /3/, dostaneme po úpravě výraz pro a jako funkci f_0 :

$$a = \frac{g \cdot f_0 \cdot l_z}{l - h \cdot f_0} \quad [\text{ms}^{-2}] \quad , \quad \text{případně} \quad \frac{a}{g} = \frac{f_0 \cdot l_z}{l - f_0 \cdot h} \quad [-] \quad . \quad /5/, /6/$$

Dále je potřeba zjistit, kde má funkce $\frac{a}{g}$ na intervalu $<0,1>$ maximum. Na grafu 2-3 je znázorněn její průběh v tomto intervalu. Plná čára značí závislost $\frac{a}{g}$ na koeficientu adheze f_0 v případě obsazení motocyklu jedním jezdcem,

přerušovaná pak případ obsazení stroje dvěma jezdci. V obou případech byly polohy těžiště zadány pro motocykl Jawa 650 / 836.



Graf 2-3. Průběh funkce $\frac{a}{g}(f_0)$ při brzdění samotnou přední brzdou

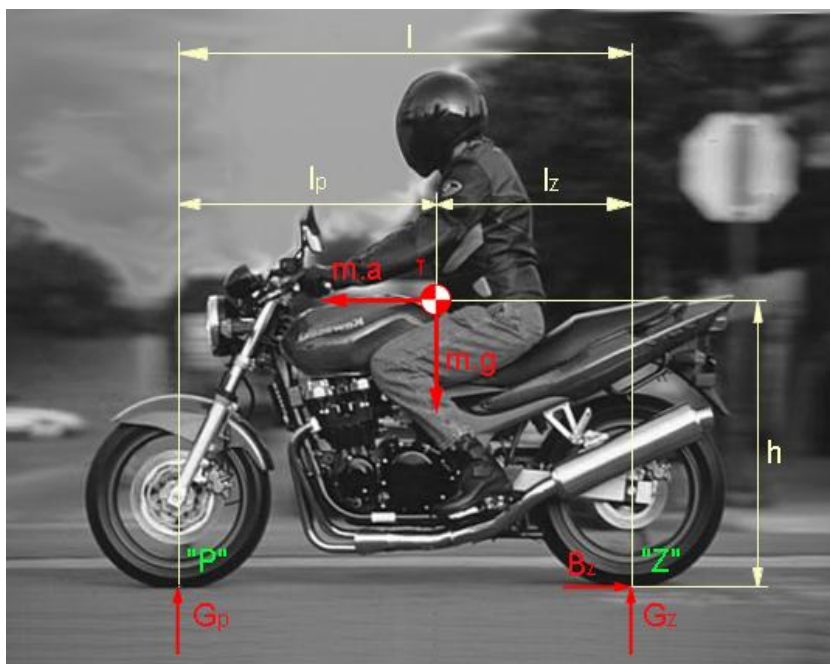
Z grafu 2-3 je zřejmé, že svého maxima dosahuje v intervalu $<0,1>$ tato funkce právě tehdy, je-li koeficient adheze $f_0 = 1$. Tato hodnota musí být uvažována ve všech výpočtech, které se týkají režimu brzdění pouze přední brzdou. Protože setrvačná síla vozidla musí být v rovnováze s tečnou reakcí na předním kole, dostaneme jednoduchý vztah pro brzdový moment na předním kole M_{bp} :

$$M_{bp} = B_p \cdot r_{pval} \quad [\text{Nmm}] \quad . \quad /7/$$

B_p získáme z rovnice /1/ do níž bylo dosazeno zrychlení a z rovnice /5/.

Brzdění samotnou zadní brzdou

V tomto případě, obdobně jako v předchozím, je brzdící reakce pouze na zadním kole, přední kolo se odvaluje volně. Na obrázku 2-4 je silový náčrtek pro tento režim.



Obr. 2-4. Silové schéma při brzdění samotnou zadní brzdou

Podobně jako při brzdění přední brzdou, i v tomto případě platí následující základní vztahy :

$$B_z = m.a \quad [\text{N}] \quad , \quad B_z = G_z \cdot f_0 \quad [\text{N}] \quad . \quad /8/, /9/$$

Dosazením z rovnice /9/ do /8/ získáme vztah

$$m.a = G_z \cdot f_0 \quad . \quad /10/$$

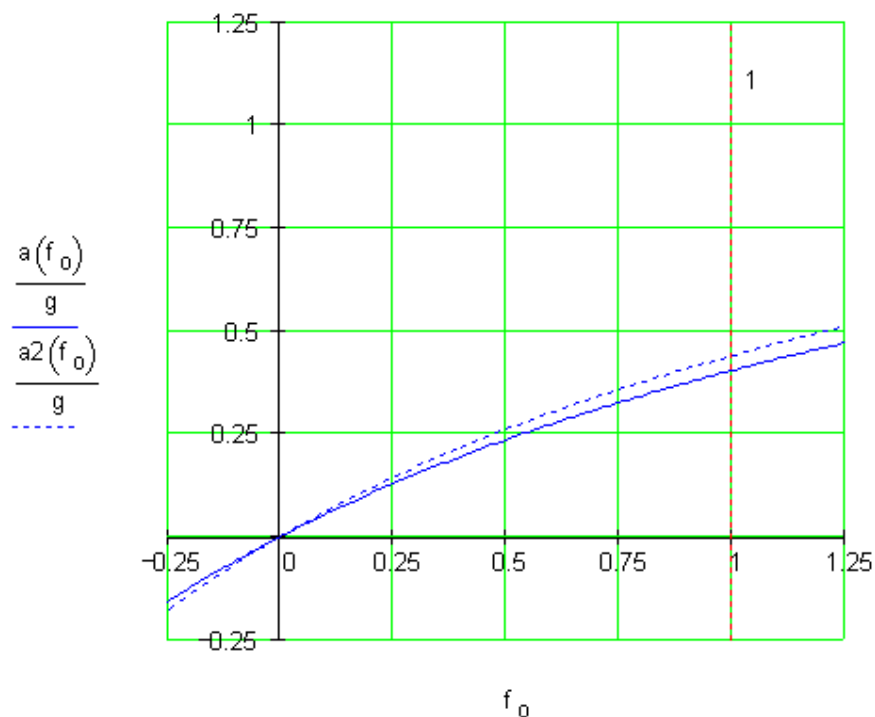
Momentovou rovnicí k bodu „P“ získáme výraz pro okamžitou velikost svislé reakce na zadním kole G_z :

$$G_z = \frac{m \cdot g \cdot l_p - m \cdot a \cdot h}{l} \quad [\text{N}] \quad . \quad /11/$$

Dosazením z rovnice /11/ do vztahu /10/ vyloučíme výraz pro a , případně pro $\frac{a}{g}$ jako funkce f_0 :

$$a = \frac{g \cdot f_0 \cdot l_p}{l + f_0 \cdot h} \quad [\text{ms}^{-2}] \quad , \quad \frac{a}{g} = \frac{f_0 \cdot l_p}{l + f_0 \cdot h} \quad [-] \quad . \quad /12/, /13/$$

Dalším krokem je určení maxima funkce $\frac{a}{g}$ na intervalu $<0,1>$. Na grafu 2-5 je znázorněn její průběh - plnou čarou pro motocykl obsazený jedním jezdce, přerušovanou pro motocykl se dvěma jezdci.



Graf 2-5. Průběh funkce $\frac{a}{g}(f_0)$ při brzdění samotnou zadní brzdou

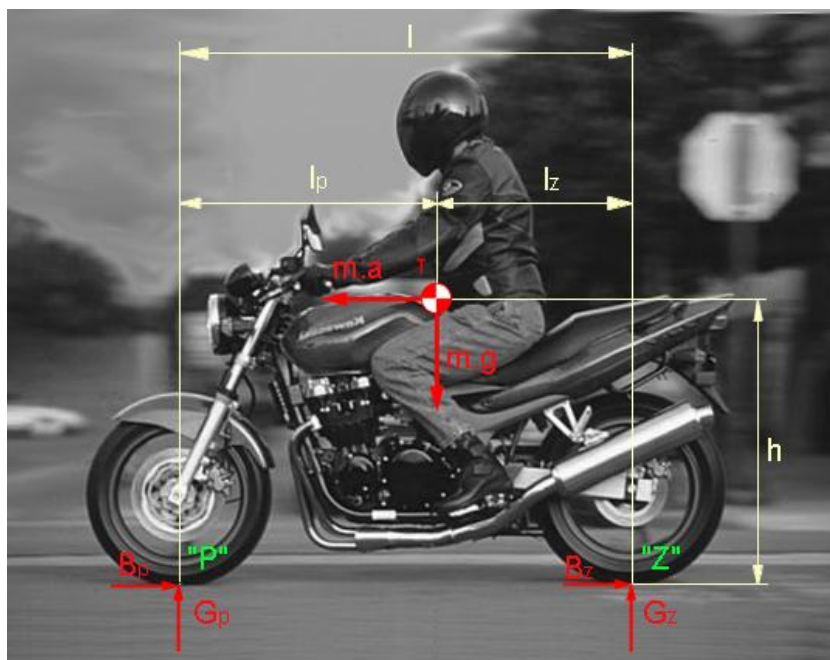
Stejně jako při brzdění samotnou přední brzdou i v tomto případě nabývá funkce $\frac{a}{g}$ na intervalu $<0,1>$ maximální hodnoty, když je koeficient f_0 roven 1.

Pokud tuto hodnotu dosadíme do vztahu /12/, zjistíme maximální možné zpomalení motocyklu při brzdění pouze zadní brzdou. Dále lze dosazením do rovnice /8/ snadno získat hodnotu brzdné reakce na zadním kole B_z , a dále brzdný moment na zadním kole M_{bz} :

$$M_{bz} = B_z \cdot r_{z \text{ val}} \quad [\text{Nmm}] \quad . \quad /14/$$

Brzdění oběma brzdami současně

Na obrázku 2-6 jsou nakresleny silové poměry v případě brzdění oběma brzdami současně na mezi adheze. Určení maximálního možného zpomalení vozidla je v tomto případě poněkud složitější, než v předchozích dvou případech.



Obr. 2-6. Schéma sil při brzdění oběma brzdami současně

Při jeho určování vyjdeme z rovnic /2/ a /9/. Jelikož celková brzdná síla B se rovná součtu brzdných sil na předním a zadním kole, a zároveň je rovna setrvačné síle celého vozidla, lze psát :

$$m \cdot a = G_p \cdot f_0 + G_z \cdot f_0 \quad . \quad /15/$$

Po úpravě dostaneme vztah pro zpomalení vozidla brzdícího všemi koly :

$$a = f_0 \cdot g \quad [\text{N}] \quad . \quad /16/$$

Pokud toto dosadíme do vztahů G_p a G_z (/4/ a /11/) obdržíme po další úpravě vztahy pro celkové zpomalení vozidla a , případně $\frac{a}{g}$ jako funkce f_0 :

$$a = g \cdot \frac{f_0 \cdot l_z + f_0^2 \cdot h}{l} + g \cdot \frac{f_0 \cdot l_p - f_0^2 \cdot h}{l} \quad [\text{ms}^{-2}] \quad , \quad /17/$$

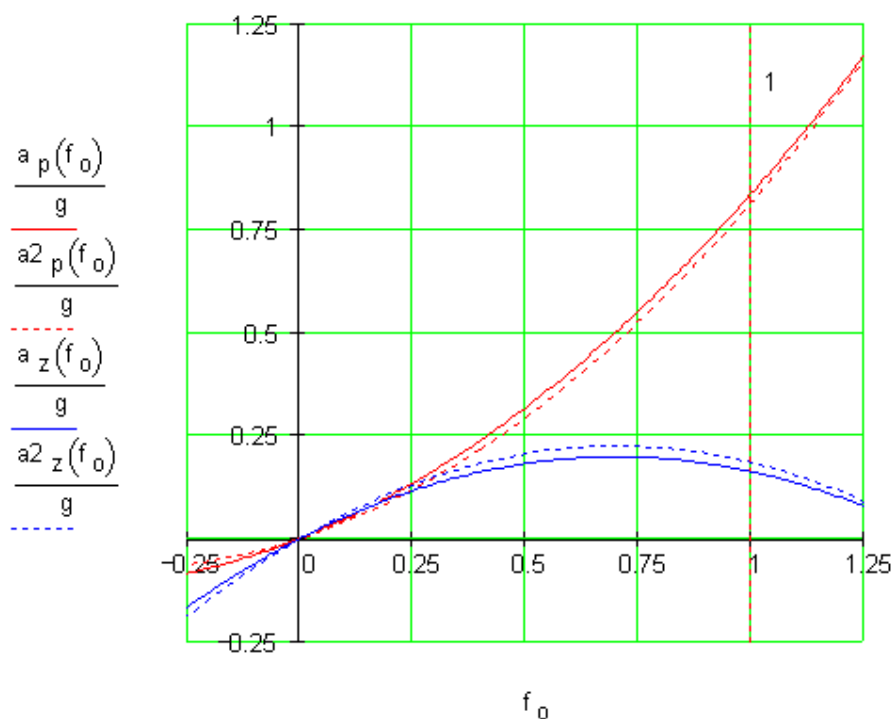
$$\frac{a}{g} = \frac{f_0 \cdot l_z + f_0^2 \cdot h}{l} + \frac{f_0 \cdot l_p - f_0^2 \cdot h}{l} \quad [-] \quad . \quad /18/$$

Přičemž první člen obou rovnic je vždy vyvozen účinkem přední brzdy, člen druhý účinkem brzdy zadní. Dále budou tyto veličiny označeny a_p a a_z , odvozeně pak $\frac{a_p}{g}$ a $\frac{a_z}{g}$. Stejně jako v případech brzdění samotnou přední či zadní brzdou

je i zde nutno určit maxima obou složek funkce /18/. Průběh $\frac{a_p}{g}$ a $\frac{a_z}{g}$ na intervalu $<0,1>$ je vidět na grafu 2-7. Plná čára vždy přísluší motocyklu s jedním jezdce, přerušovaná stroji se dvěma jezdci. Z grafu vyplývá, že $\frac{a_p}{g}$ dosahuje na daném intervalu nejvyšší hodnoty při $f_0 = 1$, naproti tomu $\frac{a_z}{g}$ má své lokální maximum uvnitř tohoto intervalu.

Polohu maxima lze zjistit tak, že derivaci funkce $\frac{a_z}{g}$ dle f_0 položíme rovno nule a vyjádříme f_0 .

$$\frac{\partial \left(\frac{a_z}{g} \right)}{\partial f_0} = \frac{l_p - 2 \cdot h \cdot f_0}{l} \quad ; \quad f_0 = \frac{l_p}{2 \cdot h} \quad [-] \quad . \quad /19/$$



Graf 2-7. Průběh funkcí $\frac{a_p}{g}(f_0)$ a $\frac{a_z}{g}(f_0)$ při brzdění oběma brzdami současně

Jelikož v různých částech rámu se zatížení od přední či od zadní brzdy obecně projevují různou měrou, je nutno rozdělit režim brzdění oběma brzdami na dva případy. V případě prvním uvažujeme koeficient adheze $f_0 = 1$, kdy je maximální účinek přední brzdy. V případě druhém má tento koeficient hodnotu

$$f_0 = \frac{l_p}{2 \cdot h}, \text{ kdy má nejvyšší účinek brzda zadní.}$$

Dále lze psát, že

$$B_p = a_p \cdot m \quad [\text{N}] \quad , \quad a \quad B_z = a_z \cdot m \quad [\text{N}] \quad . \quad /20/, /21/$$

Pro výpočet brzdných momentů se použijí vztahy /7/ a /14/, do kterých se dosadí z /20/ a /21/.

2.1.3 Akcelerace

Při akceleraci motocyklu vznikají podobně jako při brzdění setrvačné síly. V tomto případě ovšem působí opačným směrem, tedy proti směru jízdy vozidla. Jejich velikost je dána okamžitým zrychlením stroje. Toto zrychlení je omezeno několika vlivy :

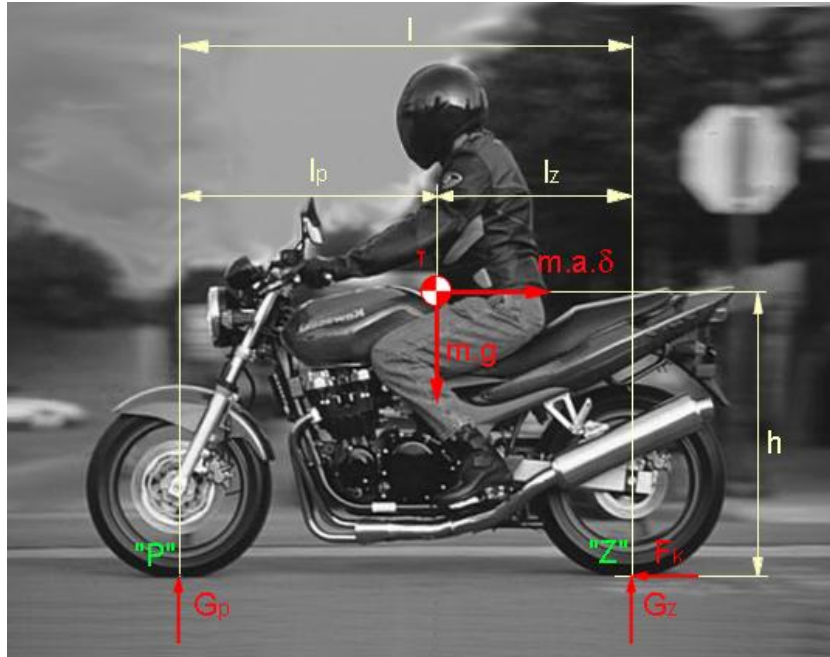
- prokluzem zadního kola
- ztrátou dotyku předního kola s vozovkou
- možnostmi motoru

Prokluz zadního kola

V provozu k tomuto jevu může snadno dojít v případě snížené přilnavosti vozovky např. vlivem povětrnosti či jinak. Nebývá tak nebezpečný jako ztráta kontaktu kola předního, jelikož motocykl zůstává částečně ovladatelný. Nechá-li se však řidič prokluzem překvapit, následky nebývají dobré. Na obrázku 2-8 je zobrazeno schéma sil při zrychlování. Určitou roli zde hraje i vliv urychlovaných rotujících hmot, vyjádřený koeficientem δ . Pro vyšší převodové stupně se jeho hodnota blíží 1, pro nižší převodové stupně nabývá vyšších hodnot. Pro první převodový stupeň u motocyklů má velikost přibližně 1,4 [4]. Odpor prostředí není uvažován.

Při odvození omezení akcelerace adhezí vyjdeme z předpokladu, že setrvačná síla vozidla je v rovnováze s tečnou reakcí na hnacím kole, neboli

$$m \cdot a \cdot \delta = F_k \quad , \quad \text{a zároveň} \quad F_k = G_z \cdot f_0 \quad [\text{N}] \quad . \quad /22/, /23/$$

$$m.a.\delta = G_z.f_0 \quad . \qquad\qquad\qquad /24/$$


Výraz pro svislou reakci na zadním kole G_z získáme z momentové rovnice k bodu „P“ :

$$G_z = \frac{m \cdot g \cdot l_p + m \cdot a \cdot h \cdot d}{l} \quad [\text{N}] \quad . \quad /25/$$

$$a = \frac{g \cdot f_0 \cdot l_p}{l d - h \cdot f_0 d} \quad [\text{ms}^{-2}] \quad , \quad \text{či} \quad \frac{a}{g} = \frac{f_0 \cdot l_p}{l d - h \cdot f_0 d} \quad [-] \quad . \quad /26/, /27/$$

Ztráta dotyku předního kola s vozovkou

Překročení tohoto omezení může mít v provozu velmi vážné důsledky. Jelikož motocykl je v tomto stavu směrově téměř neovladatelný, považuje se tento režim v provozu za naprosto nepřijatelný. V dnešní době je většina motocyklů schopna tohoto stavu dosáhnout, je proto pouze na jezdci, aby vhodným způsobem jízdy zamezil překročení tohoto omezení.

Silové schéma pro řešení tohoto stavu je rovněž obr. 2-8. Položíme $G_p = 0$, a napíšeme momentovou rovnici k bodu „Z“ :

$$m \cdot a \cdot \delta \cdot h - m \cdot g \cdot l_z = 0 \quad . \quad /28/$$

Z této rovnice po úpravě vyplyne jednoduchý vztah pro zrychlení omezené ztrátou dotyku předního kola s vozovkou :

$$a = \frac{g \cdot l_z}{h \cdot \delta} \quad [\text{ms}^{-2}] \quad , \text{ případně } \frac{a}{g} = \frac{l_z}{h \cdot \delta} \quad [-] \quad . \quad /29/$$

Omezení parametry motoru

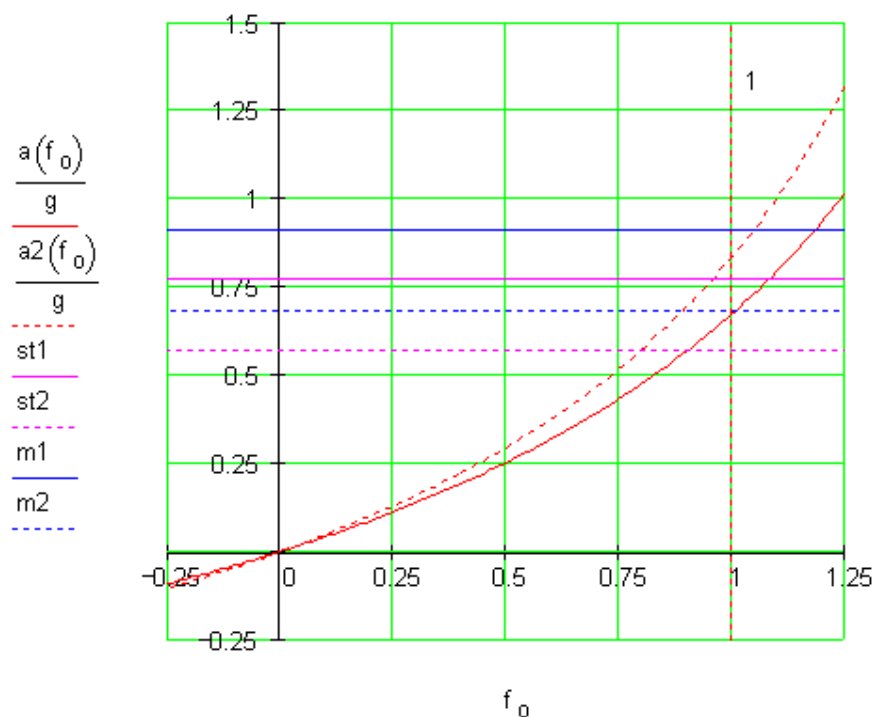
V tomto případě je akcelerace vozidla omezena maximálním hnacím momentem, který je motor schopen přes převody dodat na zadní kolo. Známe-li celkový převodový poměr při daném převodovém stupni, valivý poloměr kola a točivý moment motoru, můžeme snadno vyjádřit hnací sílu na obvodu kola :

$$F_k = \frac{M_k \cdot i_{c1}}{r_{zval}} \quad [\text{N}] \quad . \quad /30/$$

Po dosazení z /30/ do /22/ obdržíme po úpravě vztah pro největší zrychlení, jaké je vozidlu motor schopen udělit :

$$a = \frac{M_k \cdot i_{c1}}{d \cdot m \cdot r_{zval}} \quad [\text{ms}^{-2}] \quad . \quad /31/$$

Velikosti rozměrových a hmotnostních konstant, jakož i parametry motoru motocyklu Jawa 650 / 836 a ostatní údaje použité při určování závislostí v grafech, jsou shrnuty v tabulce 4-5, ve 4. kapitole. V grafu 2-9 jsou pak zakreslena všechna tři omezení akcelerace společně.



Graf 2-9. Omezení akcelerace prokluzem, ztrátou stability a točivým momentem motoru

Plnými čarami jsou vyznačeny omezení pro motocykl s jedním jezdce, přerušovanými pak pro motocykl se dvěma jezdci. Veličiny označené *st1* a *st2* určují omezení ztrátou stability, veličiny *m1* a *m2* značí omezení akcelerace hnacím momentem motoru. Veličiny $\frac{a}{g}$ a $\frac{a2}{g}$ jsou omezením z hlediska prokluzu zadního kola.

Zkoušky a měření prováděné firmou Jawa na dříve vyráběných typech motocyklů ukázaly, že zatížení při akceleraci není zdaleka tak významné jako

zatížení při brzdění. Proto není tento výpočet firmou vyžadován a ze stejného důvodu není výpočet namáhání rámu při režimu zrychlování v této práci obsažen.

2.1.4 Dynamické zatížení

Dynamické namáhání motocyklového rámu vzniká převážně kinematickým buzením od nerovností vozovky a mezi ostatními druhy zatížení hraje významnou roli. Má však vliv spíše na životnost rámu, jelikož poruchy účinkem dynamických sil mají převážně charakter trhlin ve svarech, a následně únavových lomů, které se od těchto trhlin šíří dále narušeným profilem či svarem. Náhlé poruchy (úplný lom některé součásti) vzniklé jako důsledek působení dynamického zatížení se v běžném provozu nevyskytují.

Určení namáhání rámu je v této práci založeno na výpočtech rovnovážných ustálených stavů. Řada životnostních zkoušek a testů prováděných firmou Jawa na dříve i v současnosti vyráběných typech motocyklů však ukázala, že složité výpočty dynamického zatížení lze nahradit použitím dynamického koeficientu o velikosti 3. Pokud se na zatížení ve statickém režimu tento násobek aplikuje, rám pro celou životnost motocyklu bez obtíží vyhoví. Dynamické namáhání je proto v této práci určováno právě za pomoci tohoto zjednodušení.

3. RÁM MOTOCYKLU JAWA 350 / 634 - 4

3.1 Rámu typu 634, geometrický model

3.1.1 Skutečný rám typu 634

Rám motocyklu Jawa 350 / 634 – 4 je možno z dnešního pohledu stručně charakterizovat jako rám klasický. Ať už se jedná o jeho geometrické uspořádání, či použité materiály, technologii stavby, způsob vestavění motoru, uspořádání předního a zadního odpružení a pod. .

Ohledně geometrického uspořádání se jedná o rám uzavřený rovinný. Je sice ve spodní části dvojitý, nicméně rozteč předních rámových trubek v místě jejich největšího rozevření nedosahuje takových hodnot, aby bylo možno rám řadit mezi rámy prostorové. V zadní části je rovněž rozdvojen, čímž je umožněno vestavění zadního kola, zadní kyvné vidlice s pružícími a tlumícími jednotkami, a v podsedlové části některých dalších skupin motocyklu, jako např. akumulátoru či tlumiče sání. V místech zdvojení rám vyztužují příčky, v důležitých uzlech pak výztuhy z plechu. Pokud to tvar uzlu vyžaduje, jsou tyto výztuhy tvarovány.

Profily hlavních součástí rámu :

Hlava řízení	- trubka & 55 x 4,5 mm
Přední rámová trubka	- trubka & 30 x 2 mm
Výztuha hlavy	- trubka & 24 x 2 mm
Páteř	- obdélníkový profil 34 x 25 x 2 mm (na výšku)
Vzpěra centrálního uzlu	- obdélníkový profil 34 x 25 x 2 mm (na šířku)
Příčka centrálního uzlu	- trubka & 24 x 2 mm
Zadní rámová trubka	- trubka & 24 x 2 mm
Trubka sedla	- trubka & 24 x 2 mm
Příčky rámu sedla	- trubka & 24 x 2 mm
Příčka zadního závěsu motoru	- trubka & 24 x 2 mm
Zadní závěs motoru	- plech tl. 4 mm

Přední závěs motoru	- plech tl. 2,5 mm
Horní závěs zadních tlumičů	- plech tl. 2 mm

Z hlediska materiálu a technologie stavby se jedná o rám svařovaný ocelový. Použitým materiálem je u všech součástí rámu nelegovaná konstrukční ocel. Konkrétní materiál u hlavních součástí je uveden níže.

Materiály hlavních součástí rámu :

Hlava řízení	-	11 343.1
Přední rámová trubka	-	11 353.20
Výztuha hlavy	-	11 343.1
Páteř	-	11 373.1
Vzpěra centrálního uzlu	-	11 373.0
Příčka centrálního uzlu	-	11 343.1
Zadní rámová trubka	-	11 353.1
Trubka sedla	-	11 343.1
Příčky rámu sedla	-	11 343.1
Příčka zadního závěsu motoru	-	11 343.1
Zadní závěs motoru	-	11 343.2
Přední závěs motoru	-	11 320.1
Horní závěs zadních tlumičů	-	11 343.21

Motor je do rámu vmontován za závěsy na přední a zadní straně motorové skříňe, vždy dvěma svorníky na každém závěsu. Válce ani hlavy válců nejsou s rámem přímo spojeny. Motor se tím pádem podílí na vyztužení rámu pouze v omezené míře v jeho spodní části.

Systém odpružení je proveden obvyklým způsobem, a to vpředu pomocí teleskopické vidlice, vzadu pak pomocí kyvné vidlice a dvou pružících a tlumících jednotek. Obě ramena přední vidlice jsou v horní části upevněna do nosníků vidlice. Společně se sloupkem řízení tvoří tyto součásti kompletní přední vidlici, která je s rámem spojena přes horní a spodní ložisko hlavy řízení. Zadní kyvná vidlice je k rámu upevněna svorníkem přes kluzná pouzdra. Osa uložení zadní

vidlice se prochází zadním závěsem motoru přibližně v polovině jeho výšky. Zadní pružicí a tlumící jednotky jsou k rámu připevněny přes pryžové silentbloky, které umožňují jejich mírné natáčení, pokud během provozu dojde k jejich stlačení.

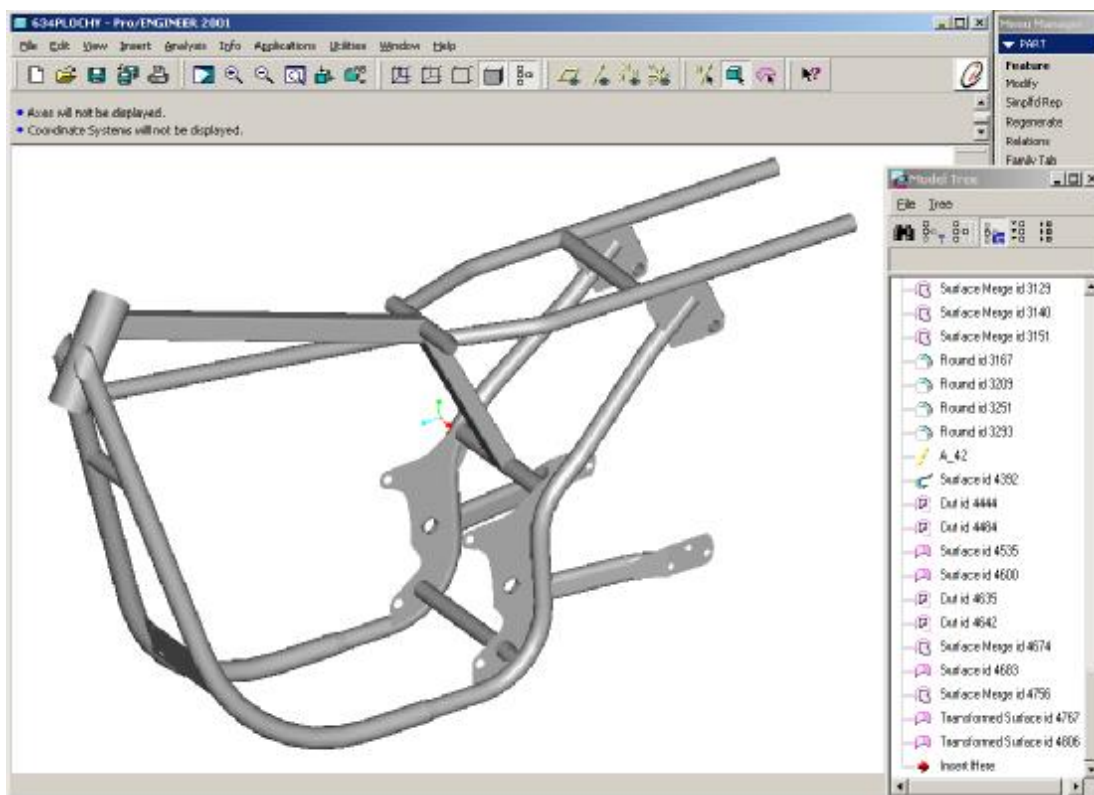
Nádrž je k rámu připevněna ve třech bodech : vzadu pomocí silentbloků, které jsou zasunuty do konců příčky centrálního uzlu (na obou stranách), ve předu je nasazena na pryžový blok, který se shora opírá o páteř rámu.

Sedlo se v provozní poloze (je odklopné na stranu) opírá do trubek sedla v osmi místech, vždy přes pryžové silentbloky.

3.1.2 Model rámu typu 634

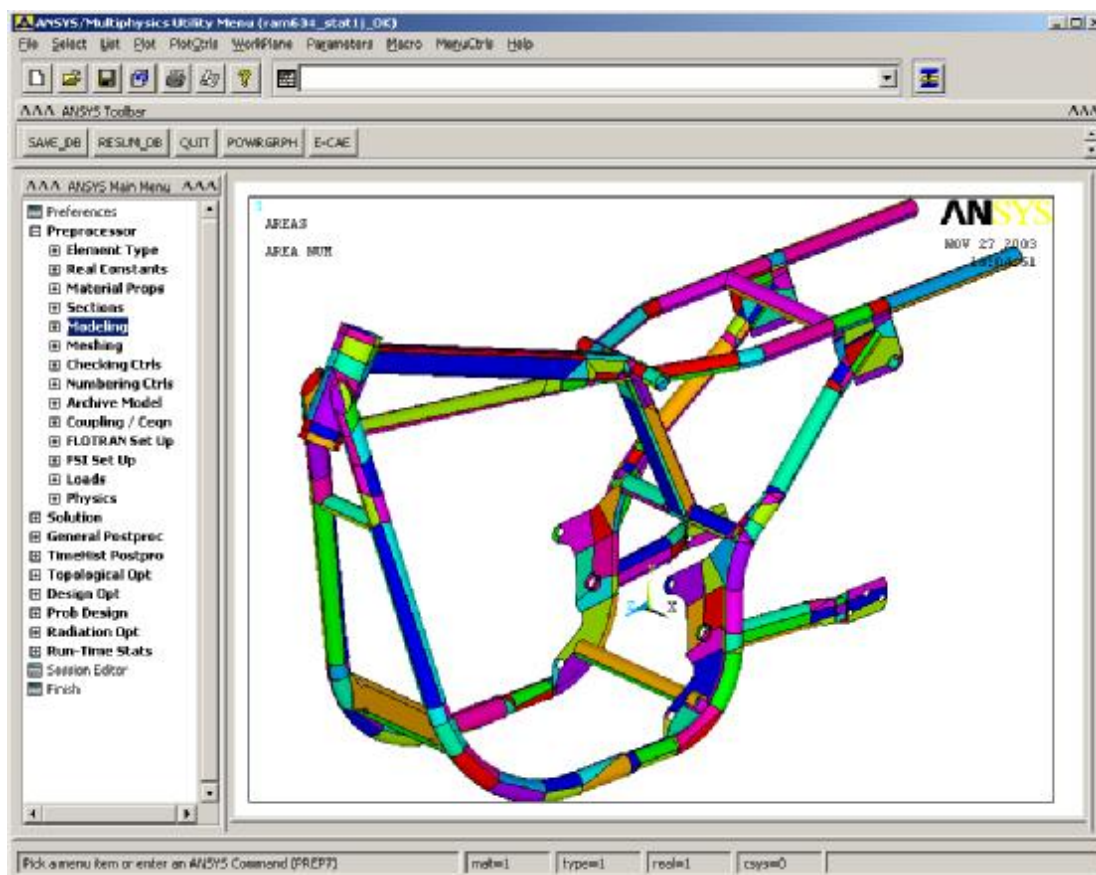
Výpočtový model je založen na modelu geometrickém, vytvořeném v CAD programu Pro / ENGINEER. Původně uvažovaný model z objemových entit se již při vytváření sítě objemových prvků programem Pro / MECHANICA ukázal jako příliš složitý. Po několika hodinách automatického generování sítě a při 80% dokončenosti procesu měl model více než 110 tisíc elementů, což je pro následný výpočet příliš mnoho i při použití velmi výkonného počítače.

Především z tohoto důvodu byl zvolen model plochový, neboli vytvořený z dvourozměrných ploch, kterým je přiřazena odpovídající tloušťka stěny teprve ve výpočtovém programu. Zanedbána či zjednodušena byla řada detailů, které nejsou pro namáhání rámu příliš významné. Jedná se o některá zaoblení ohybů, vnějších hran, zkosení hran, a pod. . Jelikož cílem této práce není podrobné zjišťování napětí ve všech místech rámu, není výsledek tímto určitým zjednodušením znehodnocen. Pro tvorbu vlastního plochového modelu byl použito rovněž programu Pro / ENGINEER. Plochový model rámu 634 je vyobrazen na obr. 3–1 .



Obr. 3–1. Model rámu typu 634 vytvořený z ploch

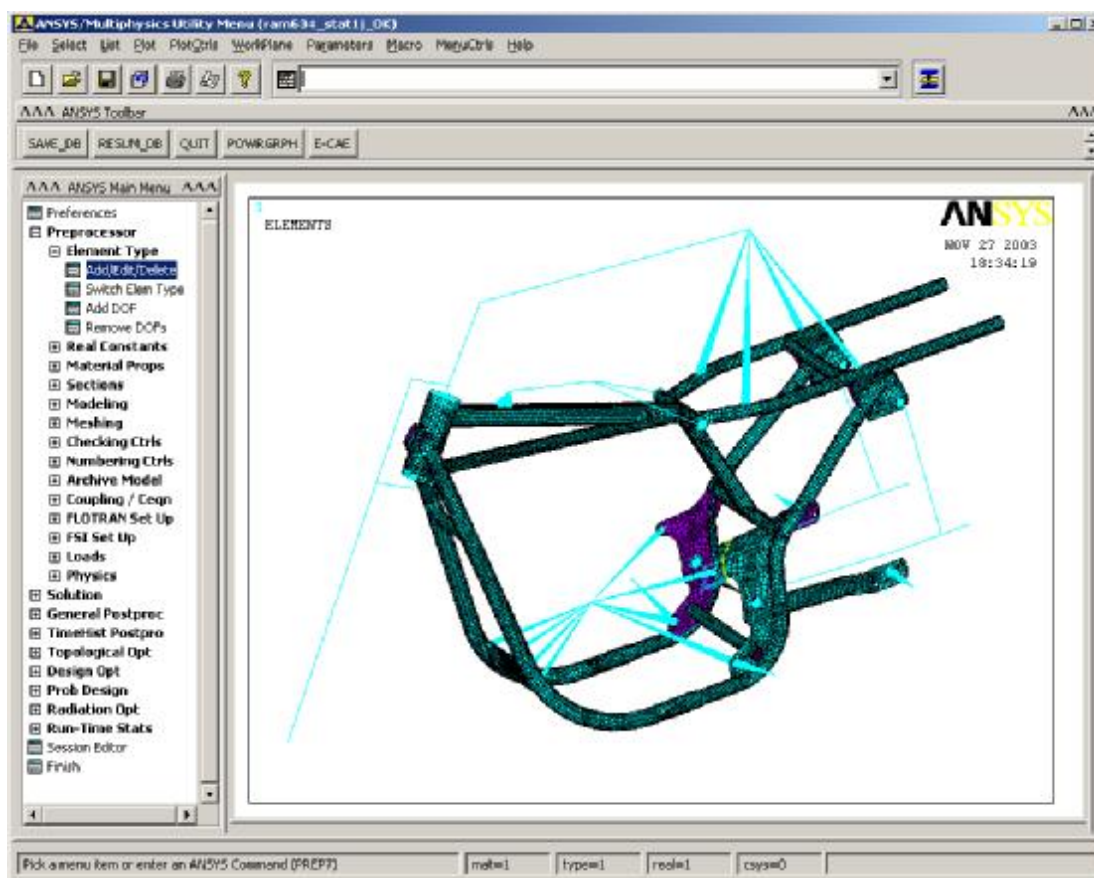
Jako výpočtový software byl v tomto případě vybrán program ANSYS 6.1, jehož významnou předností je možnost kontroly provázanosti vygenerované sítě uživatelem. Zejména v místech kde navazují plechové výztuhy na trubky rámu, je tato vlastnost velmi užitečná. Jak se ukázalo v průběhu tvorby sítě, automatický generátor nezajistil ve všech případech správné svázání uzlů. Je pravděpodobné, že svůj podíl na nedokonalém vytvoření sítě měl i způsob přenosu geometrického modelu z Pro / ENGINEERU do ANSYSU. Přenesení bylo provedeno přes univerzální formát souboru .IGES, podporovaný téměř všemi modelovacími i výpočtovými programy. Přesto došlo v některých místech ke zdvojení společných obrysových čar jednotlivých entit modelu, obvykle v místě spojení plochy s trubicí. K odstranění tohoto nedostatku bylo nutné model rozdělit na menší plochy, a zajistit, aby se obrysové čáry těchto ploch protínaly ve stejném bodě. Teprve po této přípravě bylo možno znovu vytvořit síť konečných prvků. Na obr. 3-2 je zobrazen model rozdělený na dílčí plochy. Program sám barevně rozlišuje sousedící plochy a celý model je tak přehlednější.



Obr. 3-2. Model rámu typu 634 rozdělený na dílčí plochy

Po vytvoření sítě je možno přikročit k dalšímu přípravnému kroku. Tím je vytvoření geometrie nahrazující ostatní části motocyklu, jejichž namáhání není předmětem výpočtu, ale jejichž vliv na zatížení vstupující do rámu nelze zanedbat. Jedná se především o přední teleskopickou vidlici s řídítky, zadní kyvnou vidlici, motor a stupačky. Všechny tyto součásti jsou vymodelovány z prutů charakteru nosníku o různých průřezích a mechanických vlastnostech. Poněkud odlišného druhu jsou skupiny prvků nahrazující ložiska v hlavě rámu, v uložení kyvné vidlice, silentbloky, na kterých je uložena nádrž vzadu i vepředu, a silentbloky v horních závěsech zadních tlumičů. V těchto případech se jeví jako vhodnější použít kontaktní prvky, které přenáší pouze síly kolmo do podložky. Geometrický útvar nahrazující posádku je vytvořen rovněž z prvků kontaktního typu, jelikož sedlo je na sedlových trubkách volně položeno a nikoli pevně přimontováno.

Na obr. 3-3 je zobrazen model potažený sítí konečných prvků společně s nosníkovými prvky ostatních částí vozidla, v tomto případě pro zatížení pouze jedním jezdcem. Pro variantu zatížení dvěma jezdci samozřejmě přibude ještě další skupina prvků, modelujících spolujezdce, a „nosník“ jeho rukou, opřený o řidiče.



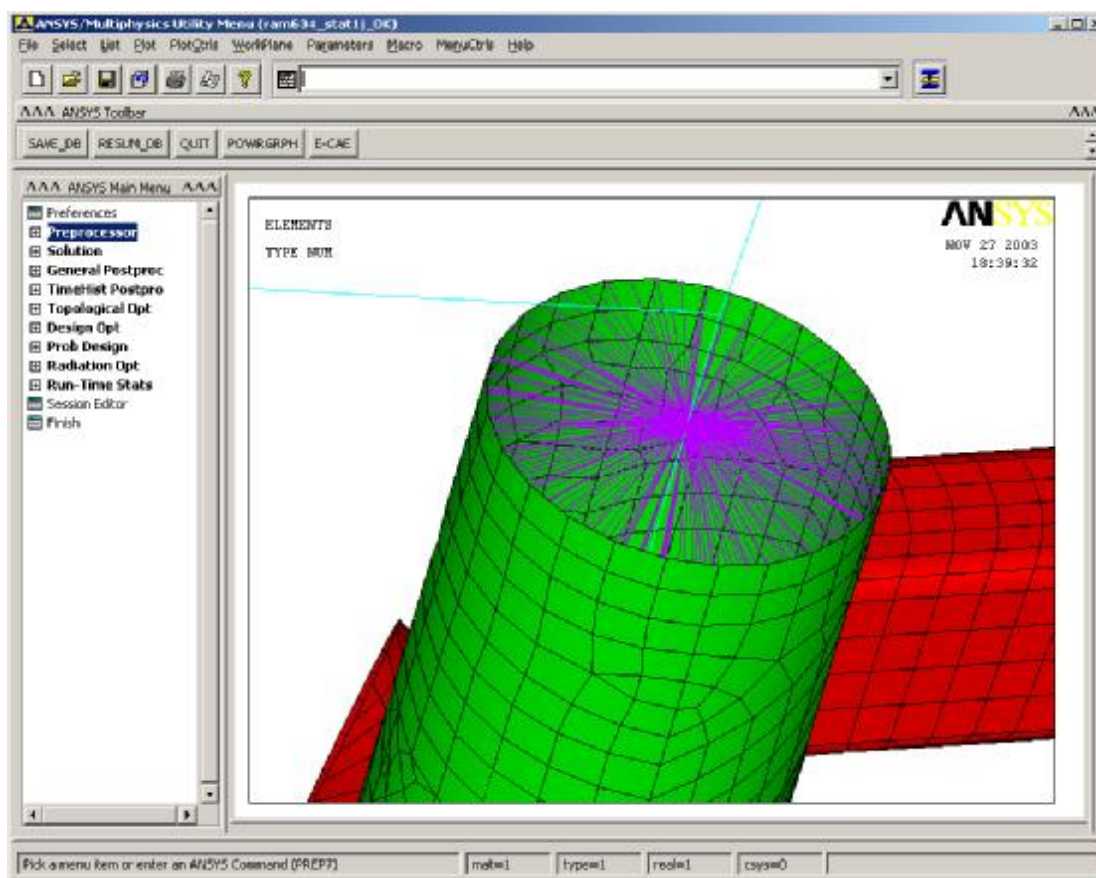
Obr. 3-3. Model rámu typu 634 rozdělený na elementy

Náhradní prvky motoru jsou soustředěny do těžiště, na které je zavedena zatěžující síla. Ze zkušeností řidičů motocyklů vyplývá, že ruce a řídítka se významným způsobem podílejí na zachycení sil vznikajících v provozu. Zejména při režimu zrychlování a brzdění je tato role obzvlášť patrná, proto byly do modelu zapracovány i prvky, které ruce a řídítka nahrazují.

Celkový počet prvků v zobrazené síti je 24 780 včetně náhradních nosníků, z toho je 23 328 prvků plošných, náležejících rámovým trubkám. Celkový počet uzlů

sítě je 70 700, z toho 69 753 uzlů náleží elementům trubek.

Na obr. 3-4 je detail hlavy rámu se skupinou prvků nahrazujících ložisko řízení. Barevně odlišené prvky rámových trubek značí různé tloušťky stěn. V případě hlavy rámu 4,5 mm, okolní trubky rámu 2 mm.



Obr. 3-4. Skupina prvků typu "kontakt" nahrazující ložisko v hlavě rámu

3.2 Výpočtový model

3.2.1 Okrajové podmínky, zatížení modelu

Před samotným výpočtem soustavy konečných prvků je nutno model dostatečně definovat v prostoru, ve všech možných směrech posuvu a rotace. Kartézský souřadný systém modelu má počátek definován podélnou svislou rovinou symetrie rámu a příčnou vodorovnou osou, procházející uložením zadní kyvné vidlice motocyklu. Jednotlivé osy souřadného systému jsou pak určeny takto :

Osa X - je kolmá na podélnou rovinu symetrie a kladný směr má vlevo, vztaheno ke směru jízdy.

Osa Y - leží na rovině symetrie a kladný směr má nahoru.

Osa Z - leží rovněž na rovině symetrie a kladný směr má dopředu, vztaheno ke směru jízdy.

Model je v prostoru uchycen v místech, kde se na skutečném motocyklu nacházejí osy kol. Na přední ose byl zamezen posuv ve všech třech osách, na zadní ose pak ve směru svislém a vodorovném příčném, neboli v osách X a Y. Vzhledem ke skutečnosti, že vzadu je model uchycen ve dvou bodech (obě ramena zadní kyvné vidlice) a tím jednoznačně určen v prostoru, není již nutné předdefinovávat zamezení rotaci v jakémkoliv směru. Body, za které je model uchycen v prostoru byly zvoleny na základě skutečnosti, že zejména na zadní kyvné vidlici se může projevit nesymetrie způsobená použitím jednoho brzdového kotouče, jehož brzdový třmen je namontován na levém rameni vidlice. Při režimu, při kterém je zadní brzda v činnosti, se reakce brzdy přenáší právě tímto ramenem.

Výpočet modelu rámu typu 634 je součástí této práce za účelem porovnání výsledků výpočtu metodou konečných prvků s hodnotami naměřenými v roce 1971 ve Výzkumném a vývojovém závodě tehdejšího n.p. Jawa. Pro určení použitelnosti metody tedy není nutno počítat namáhání ve velkém počtu provozních režimů.

Jako srovnávací režimy byly vybrány následující :

- statické zatížení s jedním jezdce,
- statické zatížení se dvěma jezdci,
- brzdění samotnou přední brzdou na mezi adheze, motocykl se dvěma jezdci
- brzdění samotnou zadní brzdou na mezi adheze, motocykl se dvěma jezdci

Zatížení modelu je výhradně silové, případně doplněno momenty. Na model jsou zavedeny tíhy nejvýznamnějších hmot jak motocyklu samotného tak posádky, vždy pokud možno do odpovídajících míst. Hmotnosti jezdců, motocyklu, a hlavní rozměry byly převzaty ze zprávy VVZ Jawa z roku 1971. Je doplněno pouze zatížení stupaček od hmotností nohou jezdců. Volně položená noha zatěžuje stupačku silou přibližně 100 N (do výpočtu zadáno 98 – tíha 10-ti kg).

Pohotovostní hmotnost motocyklu Jawa 350 / 634 je 160,5 kg, vyjádříme - li tuto hmotnost jako tíhu, dostáváme hodnotu 1574,5 N. Z toho připadá 140 N na plnou nádrž, 500 N na motor, 150 N na zadní vidlici se zadním kolem, 200 N na přední vidlici s předním kolem. Zbývající hmotnosti tedy představují tíhu o velikosti $1574,5 - (140 + 500 + 150 + 200) = 584,5$ N ve které je ovšem obsažena i vlastní hmotnost rámu, přibližně 15 kg. Tuto tíhu je obtížné zavést na nějaké konkrétní místo modelu, proto je rovnoměrně rozdělena na všech 69 753 uzlů rámových trubek.

Tento způsob zatížení byl zvolen proto, aby velikosti reakcí v podporách dosáhly hodnot, které jsou co nejbližší hodnotám skutečným. Při statickém zatížení by se nepřítomnost některých hmot motocyklu ještě výrazněji projevit, při zatížení dynamickým násobkem a zejména při režimech brzdění by však rozhodně její vliv stal významným, ne-li zcela znehodnocujícím výpočet.

V tabulce 3-5 jsou uvedeny všechny důležité veličiny použité ve výpočtech, v tabulce 3-6 pak síly, kterými je model v příslušných režimech zatížen. Velikosti setrvačných složek a momentů při režimech brzdění jsou vypočteny na základě vztahů odvozených v kapitole 2.

veličina	l_p	l_z	l	h	m	$r_{p\ val}$	$r_{z\ val}$
jednotka	mm	mm	mm	mm	kg	mm	mm
1 jezdec	824,7	527,3	1352	634,2	238,1	306,7	314,3
2 jezdcí	943,7	408,3	1352	721,9	315,1		

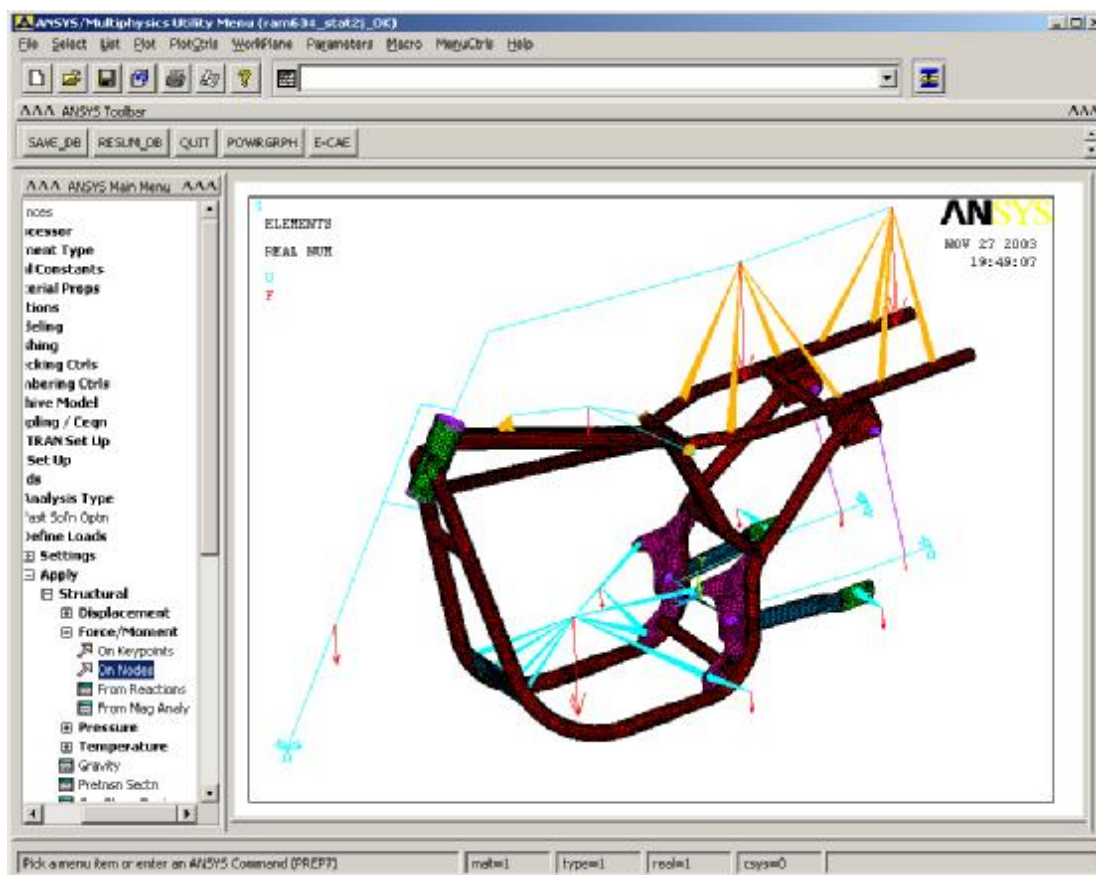
Tab 3-5. Základní rozměry a hmotnosti motocyklu Jawa 350 / 634 - 4

Zatěžující síly pro výpočet rámu 634				
veličina	jednotka	S1, S2	vodorovná složka	
			BR P2	BR Z2
a/g	-	-	0,648	0,455
G řidiče	N	565	366	257
G spolujezdce	N	559	362	254
G motoru	N	500	324	228
G na stupačky	N	98	64	45
G př. vidlice	N	200	130	91
G nádrže	N	140	91	64
G zad. vidlice	N	150	97	68
M_{bp}	Nmm	-	614336	-
M_{bz}	Nmm	-	-	442052
f_0	-	-	1	1
počet uzlů sítě rámu	-	69 753		
G na uzel	N	0,0084	0,0054	0,0038

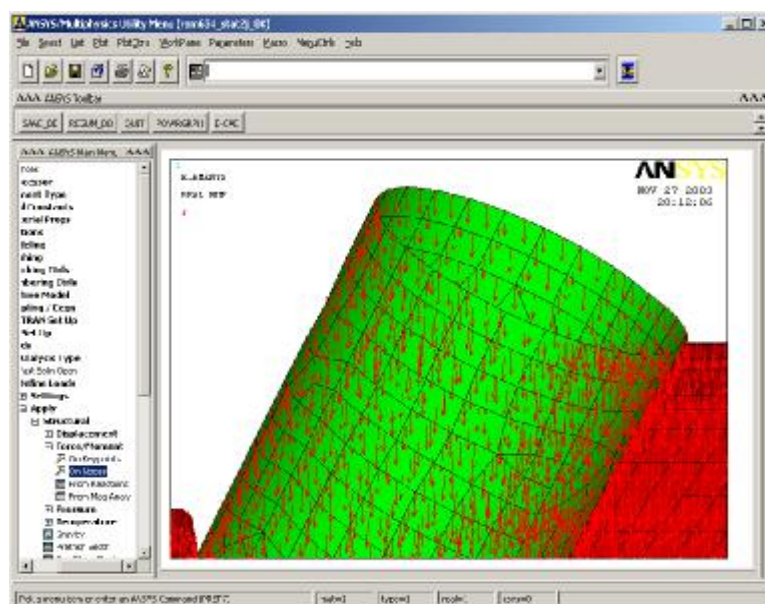
Tab. 3-6. Síly a momenty použité pro zatížení modelu rámu typu 634

Na obr. 3-7 jsou pak síly od významných hmotností znázorněny graficky (v tomto případě pro režim statický, se dvěma jezdci), na obr. 3-8 je zobrazena detailně část hlavy rámu se silami zavedenými na uzly sítě.

Vlastní výpočet je možno spustit po zadání všech sil náležících k příslušnému režimu, který je právě počítán. V případě modelu rámu 634 výpočet obnáší řešení soustavy 424 200 rovnic. Na počítači s jedním procesorem o pracovní frekvenci 1800 MHz a vybaveném operační pamětí 512 MB trval tento výpočet přibližně 120 minut.



Obr. 3-7. Grafické znázornění zatížení silami od významných hmotností

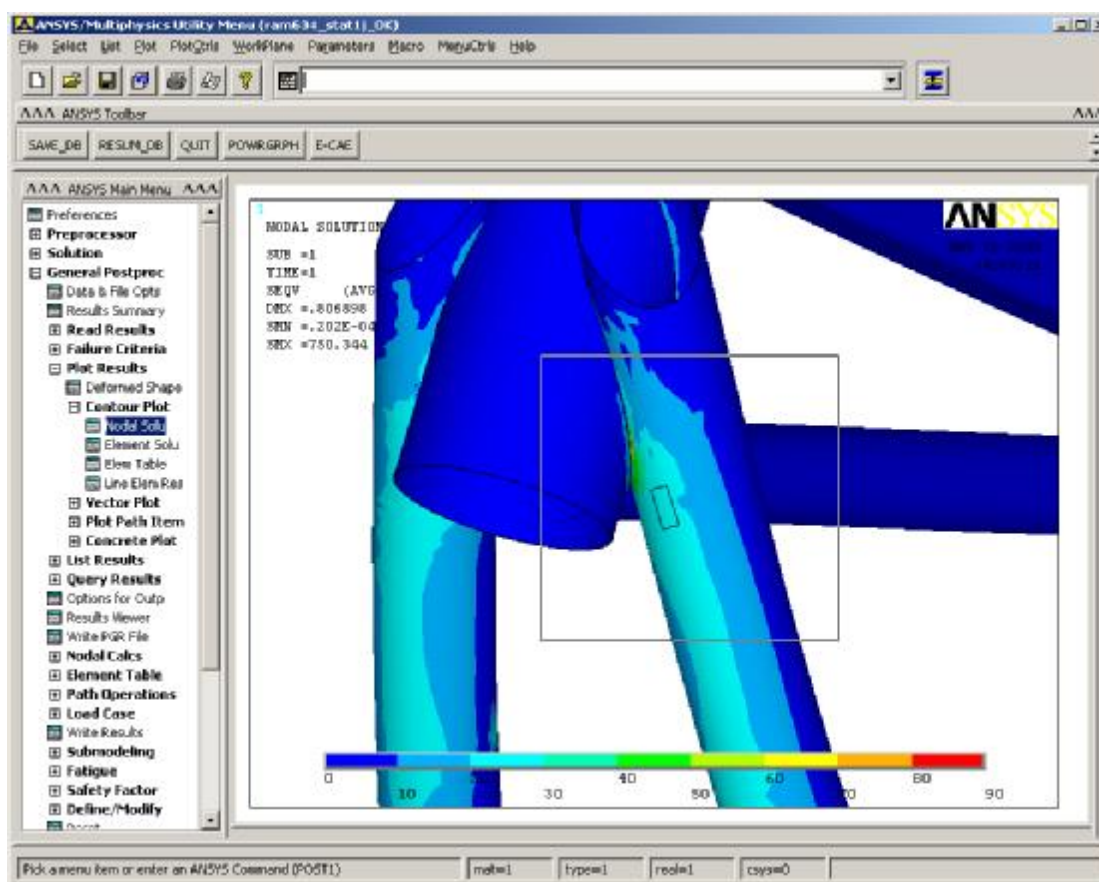


Obr. 3-8. Detail zatížení jednotlivých uzlů sítě (20 x zvětšeno)

3.2.2 Vyhodnocení výpočtu, určení konkrétních hodnot napětí

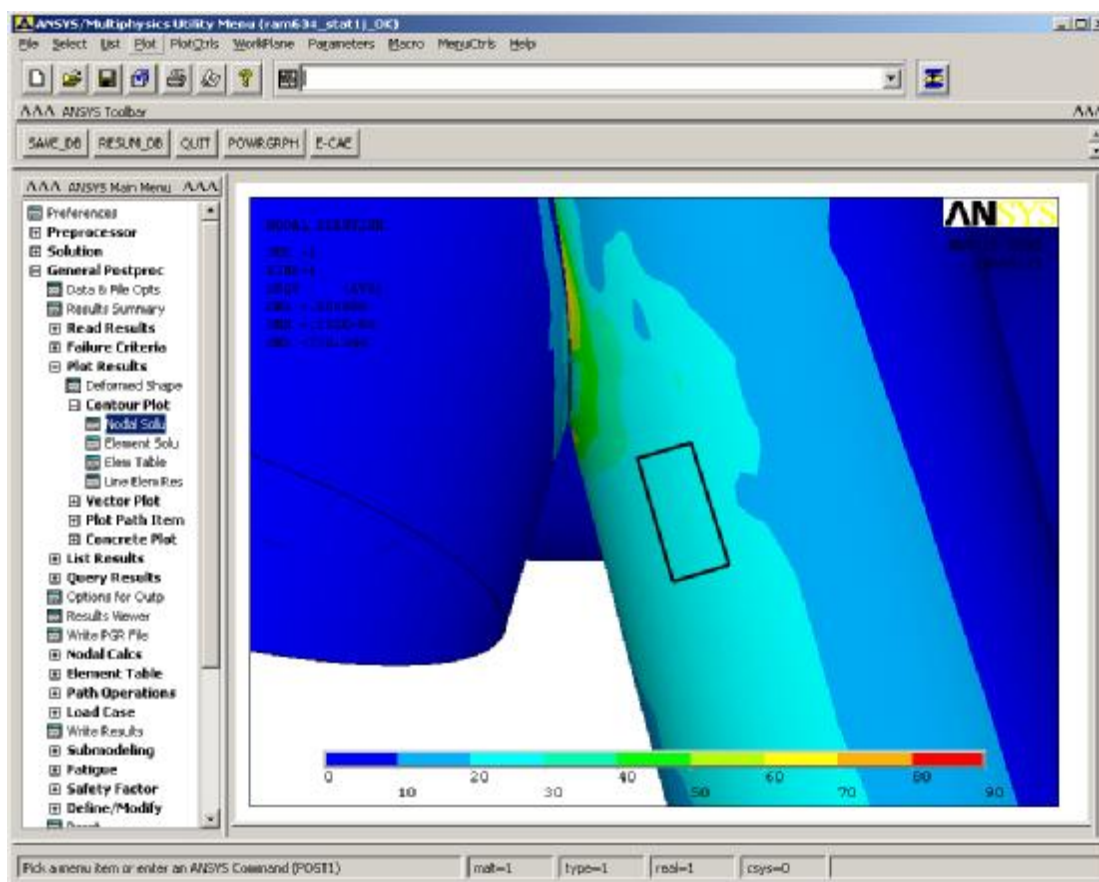
Program ANSYS 6.1 umožňuje uživateli snadno měnit rozmezí barevné škály, jakož i zobrazovat detailní pohledy na jednotlivá místa modelu. V případě, že hodnoty vypočítané programem jsou v některých místech nižší nebo vyšší než je rozsah zvolené stupnice, vybarví se tato místa šedivou barvou, lhůstojno zda je napětí v nich vyšší nebo nižší.

Na ukázkou bylo vybráno místo na přední rámové trubce, v původní zprávě o tenzometrickém měření z roku 1971 [1] označené jako místo č. 2. Tenzometr byl umístěn na předním vnějším vláknu profilu jak je znázorněno na obr. 3-9. Poloha měřidla je naznačena malým černým obdélníkem. Větší čtverec okolo měřícího místa ohraničuje oblast, která je na dalších obrázcích zvětšena.



Obr. 3-9. Umístění tenzometru na přední rámové trubce (měřící místo č. 2)

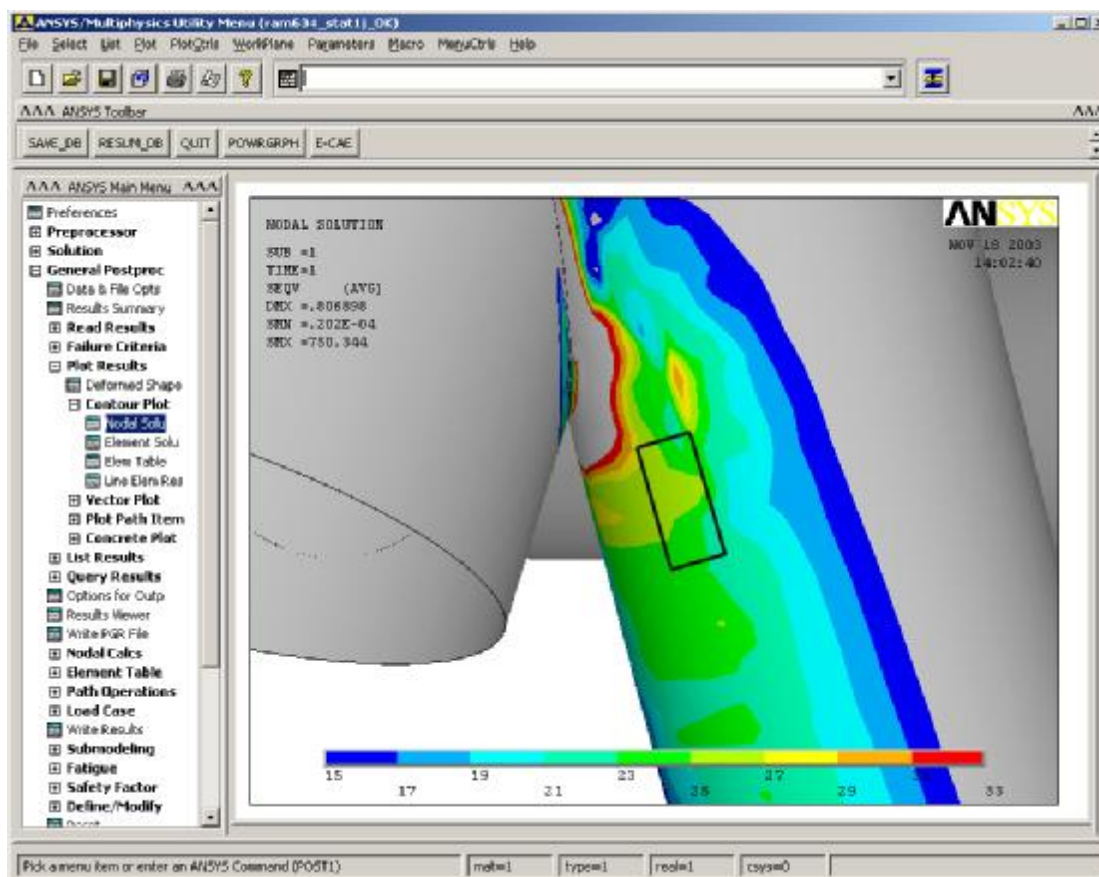
Na obr. 3-10 je vidět, že hodnota napětí v měřicím místě se nachází v rozmezí 20 až 30 MPa. To je pro porovnání s tenzometricky naměřenými hodnotami ještě příliš nepřesné, proto je nutno získat přesnější údaj a to následujícím postupem : nejprve je oblast okolo vyšetřovaného místa je zvětšena pro lepší přehlednost.



Obr. 3-10. Detail měřicího místa č. 2

Na obr. 3-10 je zvětšené okolí měřicího místa č. 2 se stejnou stupnicí jako na obr. 3-9, neboli 0 až 90 MPa.

V dalším kroku je změněna barevná škála tak, aby barevné kontury přesněji určily hodnotu napětí ve vyšetřovaném místě.

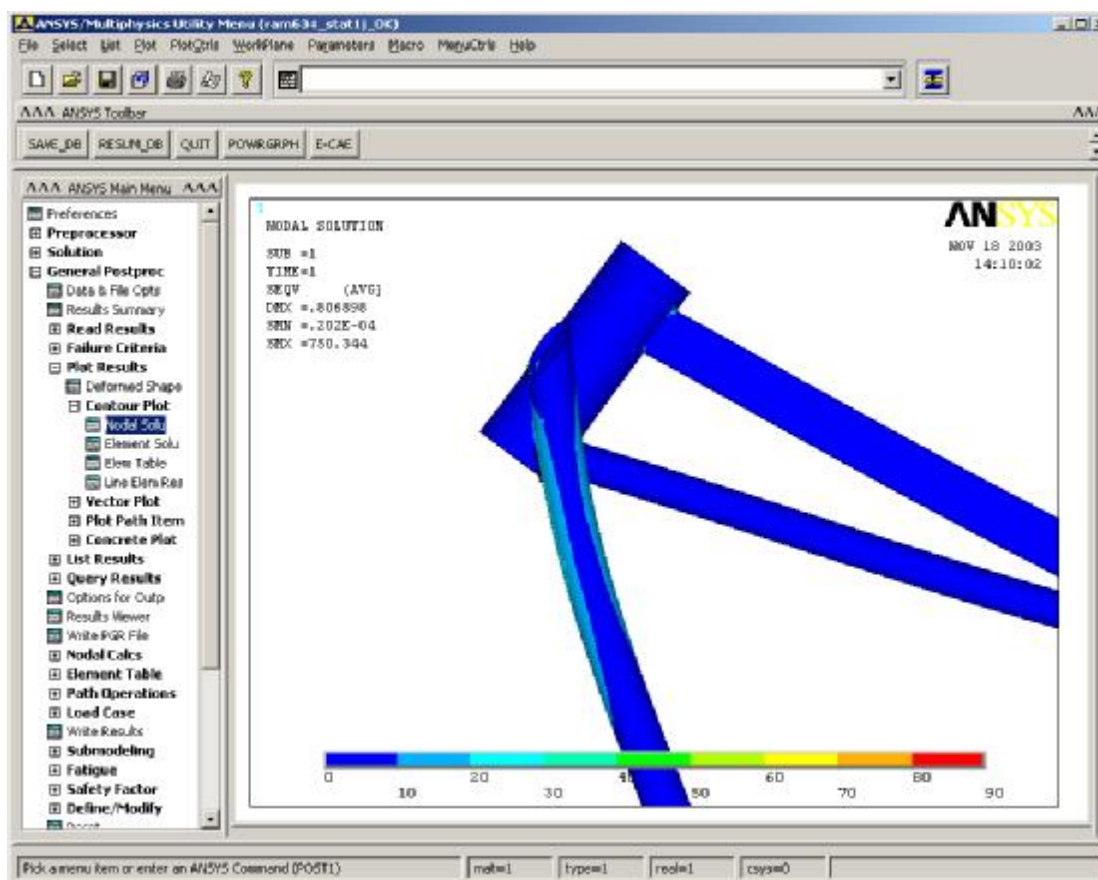


Obr. 3-11. Měřící místo č. 2 s upřesňujícím nastavením stupnice napětí

Na obr. 3-11 je vidět stejné místo, ale se změněnou stupnicí hodnot. V tomto případě se jeví jako vhodné zobrazit napětí v rozmezí 15 až 33 MPa. Nyní je zřejmé, že hledaná hodnota napětí v místě č. 2 leží mezi 25 a 27 MPa. Do srovnávací tabulky je zapsána hodnota průměrná, t.j. 26 MPa. Jako určující bod, ve které jsou hodnoty napětí odečítány, je brán vždy průsečík úhlopříček obdélníku vyznačujícího polohu tenzometru. Důvodem je skutečnost, že v naprosté většině případů se hodnota napětí uvnitř obdélníku mění o jednu či dvě, v některých případech i o více hodnot.

Dále zbývá určit směr namáhání. Ve zprávě o tenzometrickém měření [1] jsou znaménka napětí pro příslušná měřící místa definována takto : Znaménko (+) má hodnota napětí v tom případě, že na příslušné vlákno profilu působí tah, znaménko (-) pokud na totéž vlákno působí tlak. Konkrétně aplikováno na měřící

místo č. 2 : napětí má znaménko (+) pokud na přední vlákno profilu přední rámové trubky působí tah a na zadní vlákno tlak. Znaménko (-) má napětí v případě opačném. Zda působí tah či tlak je nutno určit ze zobrazení vypočítaného modelu ve zdeformovaném tvaru. Zdeformovaný tvar modelu rámu typu 634 je na obr. 3-12.



Obr. 3-12. Přední část rámu typu 634 v deformovaném tvaru (150 x zvětšeno)

V tabulce 3-13 jsou vypsány směry a velikosti napětí zjištěné jak tenzometrickým měřením na skutečném rámu, tak vypočítané metodou konečných prvků. Označení jednotlivých měřících míst je shodné s označením zavedeným ve zprávě o tenzometrickém měření [1]. Stránka z této zprávy se schématem měřících míst je součástí přílohy.

3.3 Výsledky

Velikosti a směry napětí rámu typu 634 – hodnoty v [MPa]										
provozní stav	metoda	měřené místo								
		2	3	5	6s	6v	7	8	9s	9v
S 1	tenz. měření	+41	-22	-0,4	-9,5	+6,3	-12	+27	+2,2	-9,5
	MKP	+26	-17	-1	-18	+12	-8	+20	+5	-14
S 2	tenz. měření	+46,3	-24	-0,4	-3	+6	-11	+28	+0,2	-10
	MKP	+36	-20	-1	-12	+10	-8	+18	+10	-14
PB2	tenz. měření	-15	+0,2	+0,4	+52	+3,9	+17	+6,3	+48	-26
	MKP	-35	+11	+0,7	+34	+14	+6	+6	+20	-20
ZB2	tenz. měření	+106	-60	-3,3	+14	+11	-22	+66	+46	-31
	MKP	+100	-51	-1,5	+40	+24	-25	+55	+24	-36
provozní stav	metoda	měřené místo								
		10	11	12	13	14	15	16	17	18
S 1	tenz. měření	-58	-22	+4,5	+9,5	-17	-10	+8	-15	+39
	MKP	-15	-9	+3	+5	-8	-12	+12	-13	+33
S 2	tenz. měření	-62,4	-23,5	+5,1	+9,4	-18,5	-14,6	+18,5	-33	+47,5
	MKP	-20	-9	+3	+6	-8	-15	+15	-13	+42
PB2	tenz. měření	-14	-1,5	+47	+26	-4,8	-17	+17	-75	+35
	MKP	-10	+24	+44	+18	+36	-17	+15	-53	+30
ZB2	tenz. měření	-156	-56	+16	+25	-44	-40	+15	-90	+125
	MKP	-115	-30	+6	+21	-21	-40	+20	-46	+100
S1 = statické zatížení - 1 jezdec S2 = statické zatížení - 2 jezdcí				PB2 = brzdění přední brzdou 2 jezdcí ZB2 = brzdění zadní brzdou 2 jezdcí						

Tab. 3-13. Srovnání výsledků měření s výsledky výpočtu pomocí MKP

Vyobrazení rámu typu 634 s barevně vyznačenými průběhy napětí ve všech čtyřech uvedených režimech je součástí přílohy. Na základě tabulky 3-13 je možno označit zvolený způsob výpočtu namáhání jako vyhovující. I když se hodnoty napětí v různých místech rámu více či méně liší od skutečných

naměřených hodnot, směr je ve všech případech shodný, což je z hlediska hodnocení metody důležité. Odlišnosti ve velikostech napětí v některých místech velmi pravděpodobně vznikly určitými zjednodušeními jak na geometrickém modelu, tak na způsobu jeho zatěžování. Na skutečném rámu je celá řada nehomogenních míst a vrubů, které při tvorbě zjednodušeného modelu není dost dobře možné vytvořit. Jedná se o změny materiálových vlastností v ohybech trubek (vnitřní pnutí způsobené ohýbáním za studena), ovlivnění teplem při svařování v místech svarů a jejich blízkém okolí atd. Jak již bylo zmíněno, nejméně odhadnutelným faktorem je posádka motocyklu. Její chování, zejména při brzdění, je do značné míry individuální a těžko zaznamenatečné. Jakým způsobem jsou posádkou zatěžována řídítka, o něž se při brzdění řidič opírá, jak se změní zatížení nádrže sevřené koleny jezdce, zatížení stupaček a pod., to vše jsou obtížně určitelné faktory. Rovněž způsob, jakým se drží za jízdy spolujezdec, má jistě na výsledky vliv.

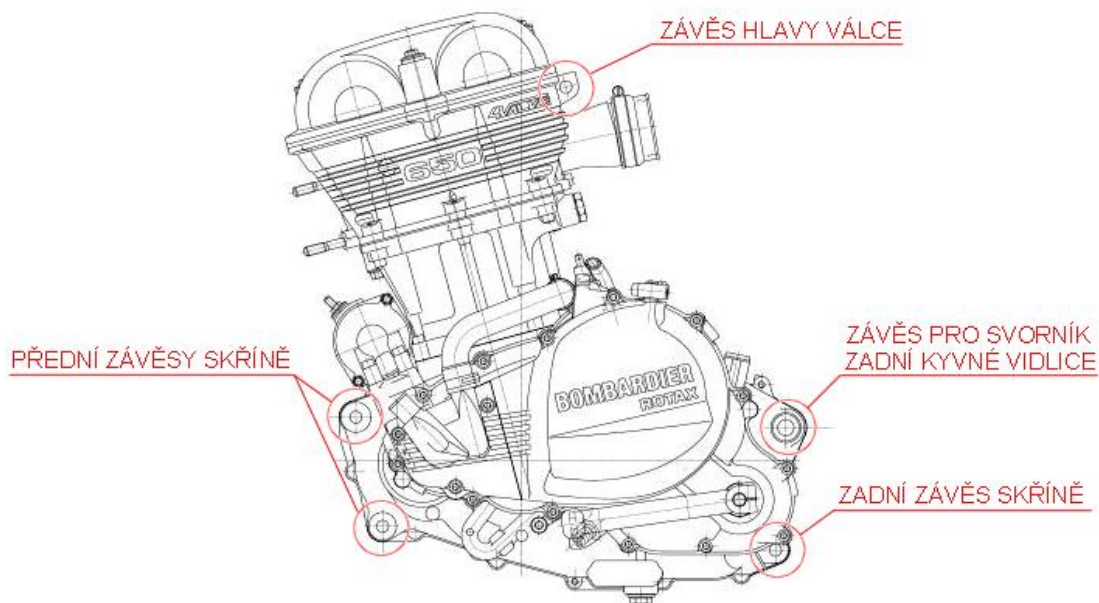
Přesto lze říci, že metoda konečných prvků je pro zjišťování napětí v motocyklových rámech použitelná i při použití zjednodušeného modelu. V kapitole 4. je použita pro určení napětí v rámu motocyklu Jawa 650 / 836.

4. RÁM MOTOCYKLU JAWA 650 / 836

4.1 Rám typu 836, geometrický model

4.1.1 Skutečný rám typu 836

Rám nového motocyklu Jawa 650 / 836 je svou koncepcí podobný rámu typu 634. Má určité odlišnosti, které vyplývají především z dlouholetých zkušeností výrobce s rámy této koncepce a ze současných trendů ve stavbě motocyklových rámu. Je to např. použití profilů s větším průřezem (v přední části rámu je toto zvětšení obzvlášť výrazné), dále vyztužení krku mohutnou uzavřenou výztuhou z plechu, či využití motoru jako zpevňující součásti celého podvozku. Použitý motor Bombardier – Rotax 650 má k tomuto účelu na zadní straně hlavy válce závěsné oko, které se montuje pomocí dvou plechových závěsů k páteři rámu. Zadní kyvná vidlice je uložena na jehlových ložiskách a přes rozpěrky stažena svorníkem přímo k zadní části motorové skříně, z vnějšku jsou k ní pak přitažena oka výztužných rámových plechů. Všechny závěsné body motoru jsou znázorněny na obr. 4-1.



Obr. 4-1. Závěsné body motoru Bombardier – Rotax 650 cm³

Materiál rámu je stejně jako u typu 634 nelegovaná konstrukční ocel. Rozměry profilů a konkrétní materiály hlavních součástí rámu jsou uvedeny v následujícím přehledu.

Profily hlavních součástí rámu :

Hlava řízení	- trubka & 55 x 4 mm
Přední rámová trubka	- čtvercový profil 40 x 40 x 2 mm
Výztuha krku	- plech tl. 2 mm
Páteř	- čtvercový profil 40 x 40 x 2 mm
Zadní trubka motorové smyčky	- trubka & 26 x 2 mm
Zadní rámová trubka	- trubka & 26 x 2 mm
Trubka sedla	- trubka & 22 x 2 mm
Příčka rámu sedla	- trubka & 22 x 2 mm
Příčka zadního závěsu motoru	- trubka & 26 x 2 mm
Zadní závěs motoru	- plech tl. 4 mm
Horní závěs zadních tlumičů	- plech tl. 2 mm
Nosníky zadních stupaček	- trubka & 22 x 2 mm

Materiál hlavních součástí rámu :

Všechny součásti uvedené v přehledu použitých profilů a plechů jsou vyrobeny z oceli 11 343.1.

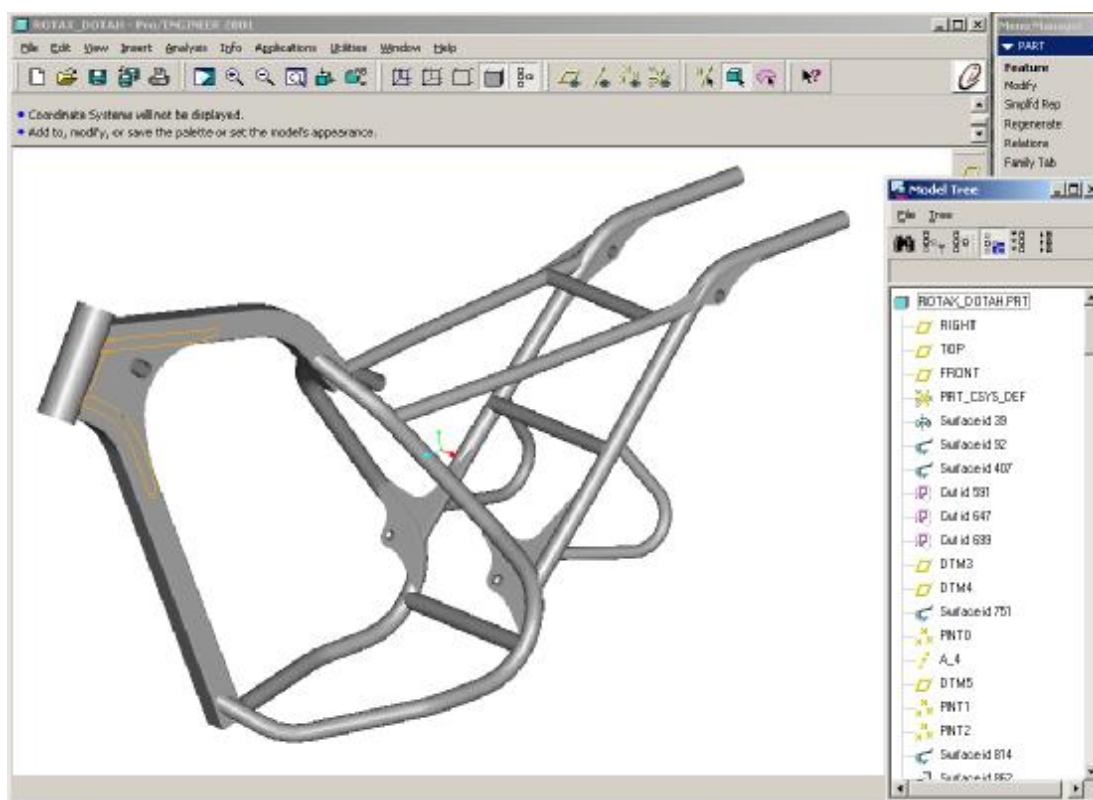
Odpružení celého podvozku je stejného uspořádání jako u rámu typu 634, t.j. vpředu teleskopická vidlice, vzadu kyvná vidlice s dvojicí pružících a tlumících jednotek. Horní závěsy zadních tlumičů jsou k rámu připevněny přes pryžový silentblok, obdobně jako u typu 634.

Palivová nádrž je k rámu připevněna ve čtyřech bodech. Vpředu z vnější strany k příčné trubce vystupující z výztuhy krku (na pravé i levé straně rámu), vzadu pak přes pryžové silentbloky ke krátkým příčným trubkám, které jsou přivařeny na zadní trubky motorové smyčky.

Sedlo je v provozní poloze nasazeno na čtyři čepy, které jsou navařeny na sedlových trubkách. O rám se opírá přes pryžové silentbloky dosedající na sedlové trubky rámu.

4.1.2 Model rámu typu 836

Geometrický model rámu typu 836 je vytvořen prakticky shodným postupem jako model rámu typu 634. Vzhledem ke špatné zkušenosti s pokusem vytvořit model objemový, byl od počátku uvažován jako model plochový. Samotný model byl vytvořen opět v CAD prostředí Pro / ENGINEER, a poté pomocí univerzálního datového formátu .IGES přenesen do programu ANSYS 6.1.

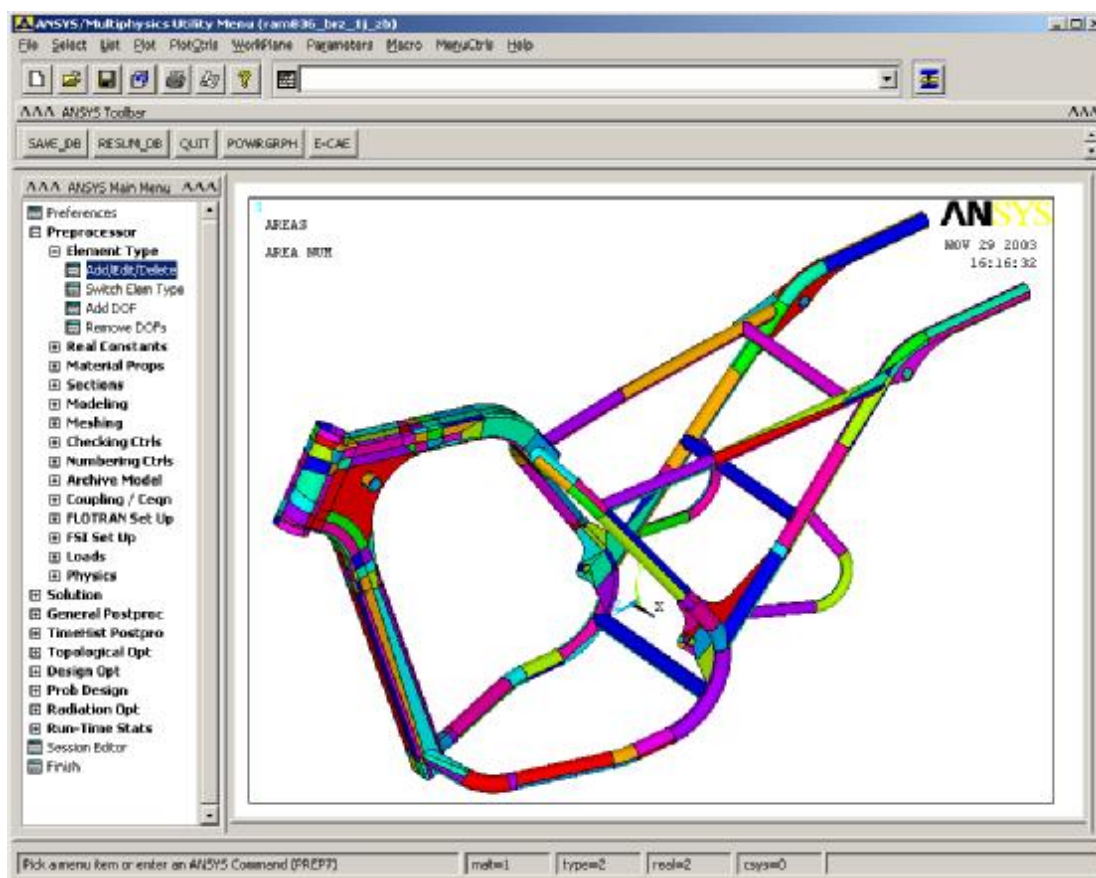


Obr. 4-2. Geometrický model rámu typu 836

Stejně jako v případě rámu typu 634, byly i v tomto případě zjednodušeny či úplně vynechány některé drobné detaily, které nemají na výsledek celého výpočtu

velký vliv. Jde o řadu zaoblení, drobných návarků sloužících k montáži příslušenství a pod. .

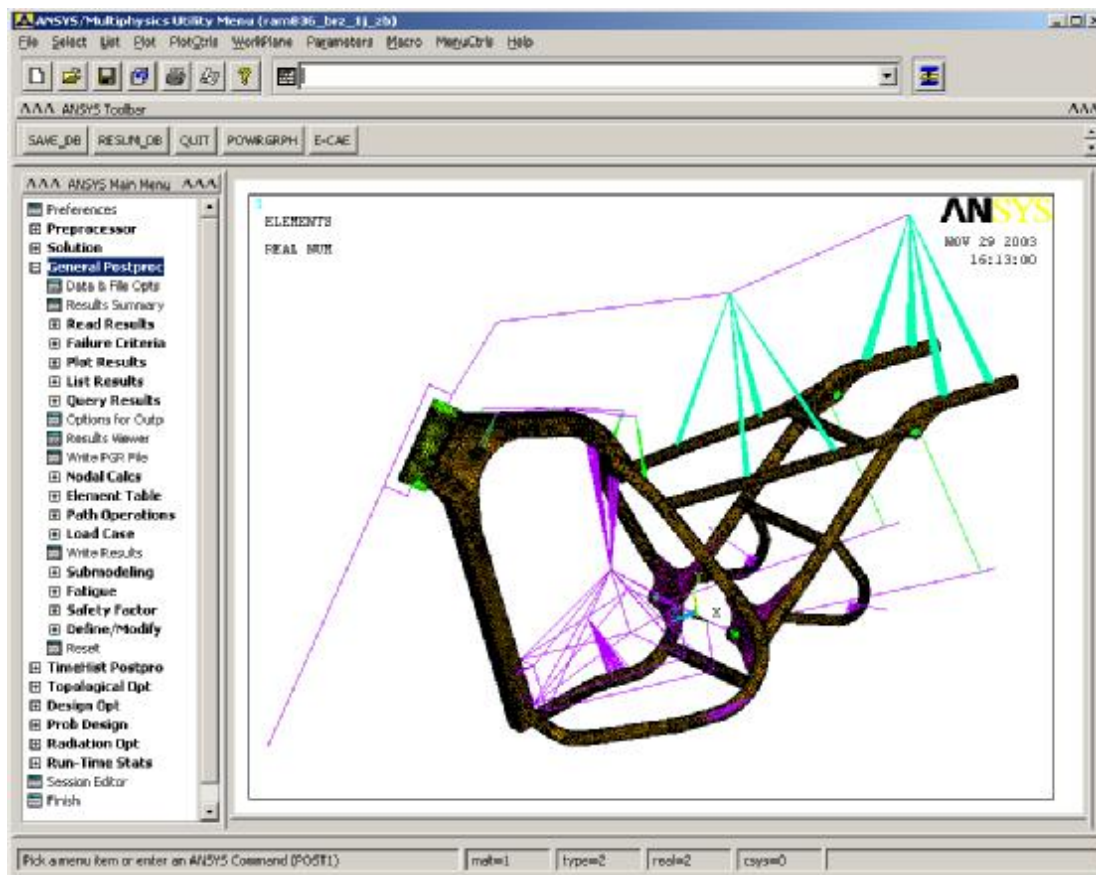
Obdobně jako u modelu rámu 634 bylo i v tomto případě nutno zkontrolovat postupně celý přenesený model, opravit nespojitosti ploch, případně zdvojení jejich obrysových hran. Na obr. 4-3 je model rámu typu 836 rozdělený na dílčí plochy.



Obr. 4-3. Model rámu typu 836 rozdělený na dílčí plochy

Poté byl model potažen sítí plošných elementů, kterým byly přiřazeny odpovídající vlastnosti jako tloušťka stěny příslušná dané trubce či plechu, materiál, a pod. . Dále byly vytvořeny zbývající části modelu, čili skupiny nosníků nahrazující motor, přední vidlici s hlavovým složením a řídítka, zadní klynou vidlici se svorníkem v uložení a stupačky, dále skupiny kontaktních prvků nahrazující ložiska v hlavě rámu, ložiska v uložení klyné vidlice a pryžové silentbloky v

závěsech zadních tlumičů, a nakonec ještě útvar nahrazující posádku. Na obr. 4-4 je zobrazen model rámu 836 potažený sítí prvků a se skupinami nahrazujících prvků.



Obr. 4-4. Model rámu typu 836 potažený sítí konečných prvků

Jelikož výpočet namáhání rámu typu 634 probíhal bez problémů a v přijatelném čase, byl u modelu rámu 836 zvýšen počet prvků na 44 123. Z tohoto počtu náleží 41 993 elementů trubkám rámu. Celý model obsahuje 125 157 uzlů, z čehož 125 027 patří k prvkům rámových trubek.

4.2 Výpočtový model

4.2.1 Okrajové podmínky, zatížení modelu

Okrajové podmínky – definování modelu v prostoru je vytvořeno stejným způsobem jako u rámu 634, tedy zabránění posuvu ve všech třech souřadných osách na ose předního kola, a zabránění svislého (ve směru osy Y) a bočního (ve směru osy X) posuvu na ose kola zadního. Rotace zůstala na všech místech uchycení umožněna. Zatěžovací schéma je rovněž stejné jako na rámu 634. Je opět silové, doplněné brzdými momenty v místech kde se na skutečném motocyklu nacházejí osy kol. Oproti výpočtu rámu 634 byla zvýšena hmotnost jezdců na 80 kg, hmotnost palivové nádrže vzrostla na 20 kg, a hmotnost motoru Rotax činí 55 kg. Základní údaje o motocyklu Jawa 650 / 836 jsou shrnuty v tabulce 4-5, zatěžující síly a momenty v tabulkách 4-6 a 4-7.

veličina	l_p	l_z	l	h	m	$r_{p\ val}$	$r_{z\ val}$	M_k	i_{c1}
jednotka	mm	mm	mm	mm	kg	mm	mm	Nm	-
1 jezdec	873	672	1545	620	242	297,5	307,6	58	16,054
2 jezdcí	987	558	1545	700	322				

Tab. 4-5. Základní rozměry a hmotnosti motocyklu Jawa 650 / 836

Zatěžující síly rámu 836 při režimech S1, S2, D1, D2			
veličina	jednotka	svislé složky	
		S1, S2	D1, D2
F od motoru	N	540	1620
F od jezdce	N	589	1767
F na stupačky	N	98	294
F od př. vidlice	N	196	588
F od nádrže	N	196	588
F od zad. vidlice	N	148	444
počet uzlů sítě rámu	-	125 027	
F na uzel	N	0,004	0,012

Tab. 4-6. Zatěžující síly rámu typu 836 pro statické a dynamické režimy

Zatěžující síly rámu 836 při režimech PB1, ZB1, OB1-Pmax,OB1-Zmax						
veličina	jednotka	svislá složka	vodorovné složky při režimu			
			PB1	ZB1	OB1-Pmax	OB1-Zmax
a/g	-	-	0,726	0,403	1	0,704
f_0	-	-	1	1	1	0,704
F od motoru	N	540	392	218	540	380
F od jezdce	N	589	428	238	589	415
F na stupačky	N	98	71	40	98	69
F od př. vidlice	N	196	142	79	196	138
F od nádrže	N	196	142	79	196	138
F od z. vidlice	N	148	108	60	148	104
B_z	N	-	-	R	389	472
M_{bp}	Nmm	-	512 741	-	590 538	356 703
M_{bz}	Nmm	-	-	294 281	119 656	145 187
počet uzlů sítě	-	125 027				
F na uzel	N	0,004	0,003	0,0016	0,004	0,0028

Zatěžující síly rámu 836 při režimech PB2, ZB2, OB2-Pmax,OB2-Zmax						
veličina	jednotka	svislá složka	vodorovné složky při režimu			
			PB2	ZB2	OB2-Pmax	OB2-Zmax
a/g	-	-	0,66	0,439	1	0,705
f_0	-	-	1	1	1	0,705
F od motoru	N	540	356	237	540	381
F od jezdce	N	589	389	259	589	415
F na stupačky	N	98	65	43	98	69
F od př. vidlice	N	196	129	86	196	138
F od nádrže	N	196	129	86	196	138
F od z. vidlice	N	148	98	64	148	104
B_z	N	-	-	R	584	711
M_{bp}	Nmm	-	620 234	-	765 884	451 070
M_{bz}	Nmm	-	-	426 556	179 756	218 704
počet uzlů sítě	-	125 027				
F na uzel	N	0,004	0,0026	0,0017	0,004	0,0028

Tab. 4-7. Zatěžující síly rámu typu 836 při režimech brzdění

Vlastní výpočet každého režimu zahrnoval 750 942 rovnic. Při použití počítače s procesorem o pracovní frekvenci 1800 MHz a operační paměti velikosti 512 MB trval přibližně 4 hodiny.

4.3 Výsledky

Průběhy napětí v rámu typu 836 v jednotlivých zatěžovacích režimech jsou zřejmé z obrazové přílohy č. 1. Vyplývá z nich, že nejvíce je rám zatížen při statickém režimu s dynamickým koeficientem zatížení 3, a dále při brzdění oběma brzdami současně, je-li účinek přední brzdy maximální. V obou zmíněných případech je motocykl obsazen řidičem i spolujezdcem. V ostatních režimech se neobjevily oblasti, kde by napětí dosahovalo takových hodnot. V místech, kde jsou napojeny některé prvky nahrazující ostatní části motocyklu jsou velmi často oblasti značných napětí. Ve výsledcích výpočtů je skutečně možno zaznamenat vysoké hodnoty napětí, často převyšující mez pevnosti materiálu. Hodnoty těchto napětíových špiček jsou však nereálně vysoké. Typickým příkladem jsou přední stupačky. Pokud by v místě jejich napojení bylo napětí skutečně tak velké, došlo by v provozu k jejich odlomení od rámu. Během životnostních jízdních zkoušek motocyklu Jawa 650 / 836 však k žádným podobným poruchám rámu nedošlo. Lze proto usuzovat, že koncentrace napětí v místech připojení motoru, stupaček, nádrže a pod., nejsou zapříčiněna nedokonalostmi skutečné konstrukce, ale zjednodušeními provedenými na modelu. Podobné jevy se vyskytují i v místech spojení některých trubek rámu. I zde patrně nedosahují špičky napětí takových hodnot, jelikož ani v těchto místech nebyly zaznamenány žádné poruchy součástí rámu či svarů.

4.4 Návrh úpravy rámu

Při režimu brzdění oběma brzdami při zatížení dvěma jezdci (zmíněném v podkapitole 4.3) je značně zatížena páteř rámu a přední rámová trubka. Možnost úpravy tvaru, či změna průřezu profilu byla výrobcem zamítnuta z důvodů bezproblémového průběhu životnostních jízdních zkoušek a značně pokročilých příprav sériové výroby typu. Jako možná cesta ke snížení napětí v těchto částech rámu se nabízí použití profilů s větší tloušťkou stěn. Pro ověření této cesty byl

proveden výpočet namáhání v tomto režimu, ovšem s tím rozdílem, že na zmíněné součásti rámu byly použity čtvercové profily o rozměrech 40 x 40 x 3 mm, namísto původních 40 x 40 x 2 mm. Rovněž na výztuhu hlavy rámu byl použit plech o tloušťce 3 mm, namísto původního o tloušťce 2 mm.

Výsledky výpočtu po takovéto úpravě ukazují snížení napětí v páteři rámu a v přední rámové trubce přibližně z 30% na 25% meze kluzu. Zároveň však nedošlo k výraznému zvýšení napětí v místech spojení s ostatními součástmi rámu, ke kterému v některých případech po zesílení části konstrukce dochází. Z těchto důvodů je možno označit vliv této úpravy za kladný. Rovněž lze říci, že změnami tloušťek stěn některých nosných součástí rámu je možno částečně optimalizovat namáhání rámu jako celku, a to bez výrazných zásahů do tvaru jednotlivých součástí, případně do celé koncepce stavby rámu. Vzhledem k růstu hmotnosti zmíněných součástí (dohromady přibližně o 2 kg) je nutno uvážit, zda je snížení napětí ve zmíněných součástech natolik výhodné, že tento nárůst hmotnosti vyváží.

Přední a zadní pohledy na rám s průběhy napětí před a po provedené úpravě jsou obsaženy v příloze č. 2.

5. ZÁVĚR

Tato práce se zabývala namáháním motocyklového rámu. K určení průběhů napětí v rámu byl použit stále se rozšiřující způsob výpočtu metodou konečných prvků. Její předností je možnost snadného propojení se současnými konstrukčními programy, z nichž částečně přebírá informace o tvaru a velikosti řešené součásti. Rovněž možnost porovnání různých materiálových či tvarových variant součásti je výhodou této metody. Je však nutné zajistit vstupní data co nejblíží realitě, aby nedocházelo ke znehodnocování výsledků zbytečně vnášenými nepřesnostmi. Tato podmínka částečně omezuje použitelnost metody, jelikož u složitých nelineárních úloh není vždy možno všechny vstupující vlivy dostatečně přesně zadat. Motocyklový rám je sám o sobě dosti složitá součást. Pokud si uvědomíme značnou proměnlivost některých vstupujících vlivů, je zřejmé, že výsledky výpočtu namáhání rámu metodou konečných prvků se nutně musí od reálných hodnot odlišovat. Modely rámu pro tuto práci byly vytvořeny pouze z dvojrozměrných ploch, v řadě míst byly zjednodušeny. Přesto se podařilo vytvořit výpočtový model, který lze k zjištění namáhání rámu úspěšně použít. Výsledky výpočtu dříve vyráběného rámu typu 634 a jejich porovnání s naměřenými reálnými hodnotami napětí to potvrzují. Metoda konečných prvků je ve spojení s plošnými geometrickými modely užitečná především jako prostředek k vytvoření si celkového obrazu o oblastech se zvýšeným namáháním. Pro získání přesných hodnot je v těchto místech vhodné provést tenzometrická měření. Výsledky výpočtů obsažené v této práci dávají dostatečný přehled o namáhaných místech na rámu motocyklu Jawa 650 / 836 a poskytují dobré vodítko pro další možné úpravy, které povedou ke konečné optimalizaci namáhání rámu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY :

- [1] RÁFL, J. a kol. : Zpráva o tenzometrickém měření namáhání podvozku motocyklu Jawa 350 typ 634 – 4 (UŘ A). Praha, VVZ Jawa 1971.
- [2] RÁFL, J. : Laboratorní metoda vyšetřování namáhání podvozků jednostopých motorových vozidel. Praha, VVZ Jawa 1969.
- [3] RÁFL, J. : Brzdění jednostopých vozidel. Praha, VVZ Jawa 1970.
- [4] JANSÁ, V. a kol. : Konstrukce motocyklů. Praha, SNTL 1960.
- [5] Das Motorrad-Reifen Handbuch '95. München, Metzeler Reifen GmbH 1995.
- [6] VÁVRA, P. a kol. : Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1984.
- [7] Výrobní dokumentace motocyklu Jawa 350 / 634. Praha, Jawa n.p. 1969 – 1971.
- [8] Výrobní dokumentace motocyklu Jawa 650 / 836. Týnec nad Sázavou, Jawa Moto s.r.o. 2002 – 2003.

POUŽITÝ SOFTWARE :

ANSYS 6.1 Interactive. SAS IP, Inc.

Pro/ENGINEER 2001. Parametric Technology Corporation.

MathCAD 7. Mathsoft Inc.

SEZNAM PŘÍLOH :

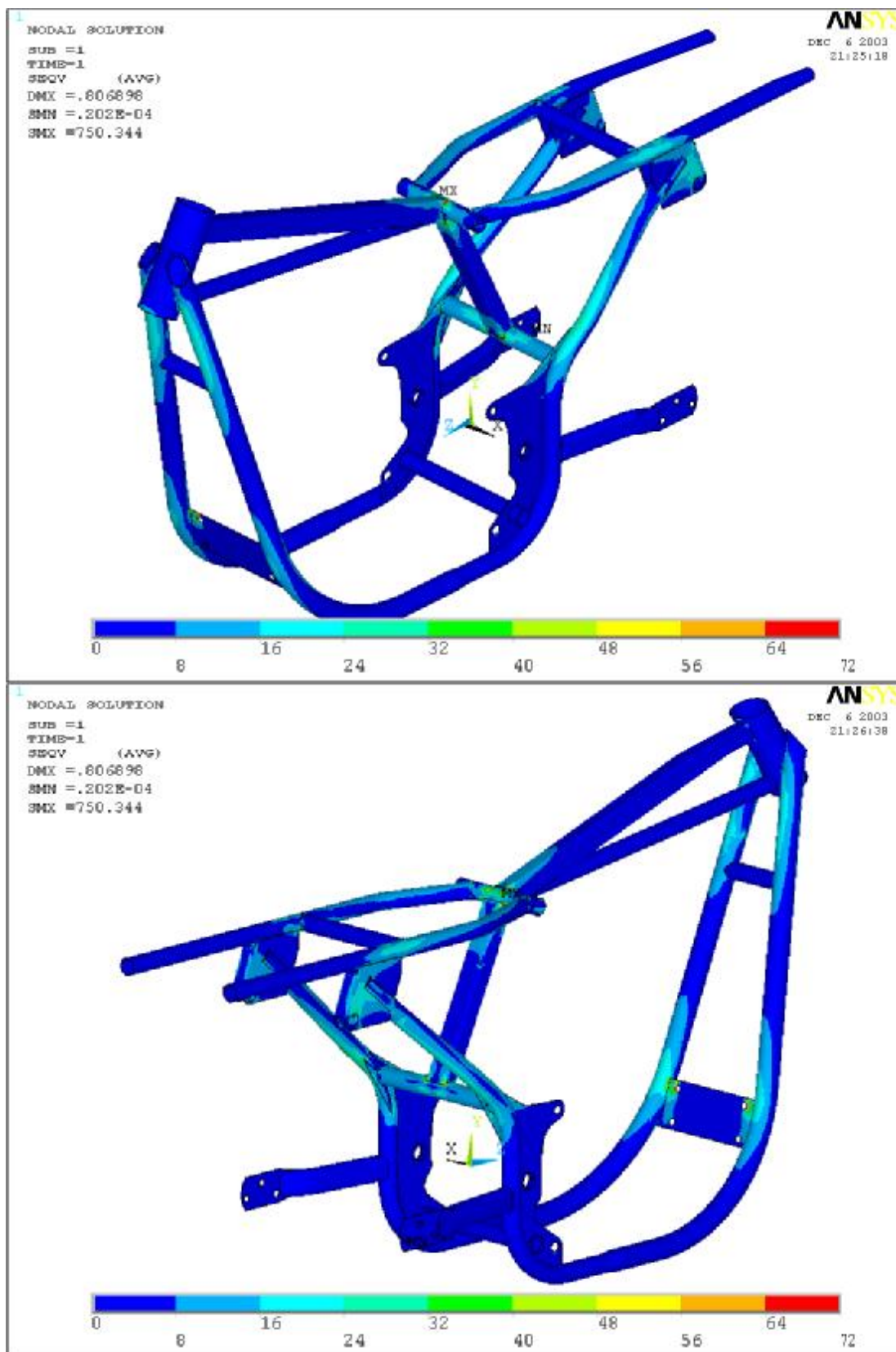
Příloha č. 1 – Průběhy napětí v rámech typu 634 a typu 836

Příloha č. 2 – Průběhy napětí v rámu typu 836 před a po navržené úpravě

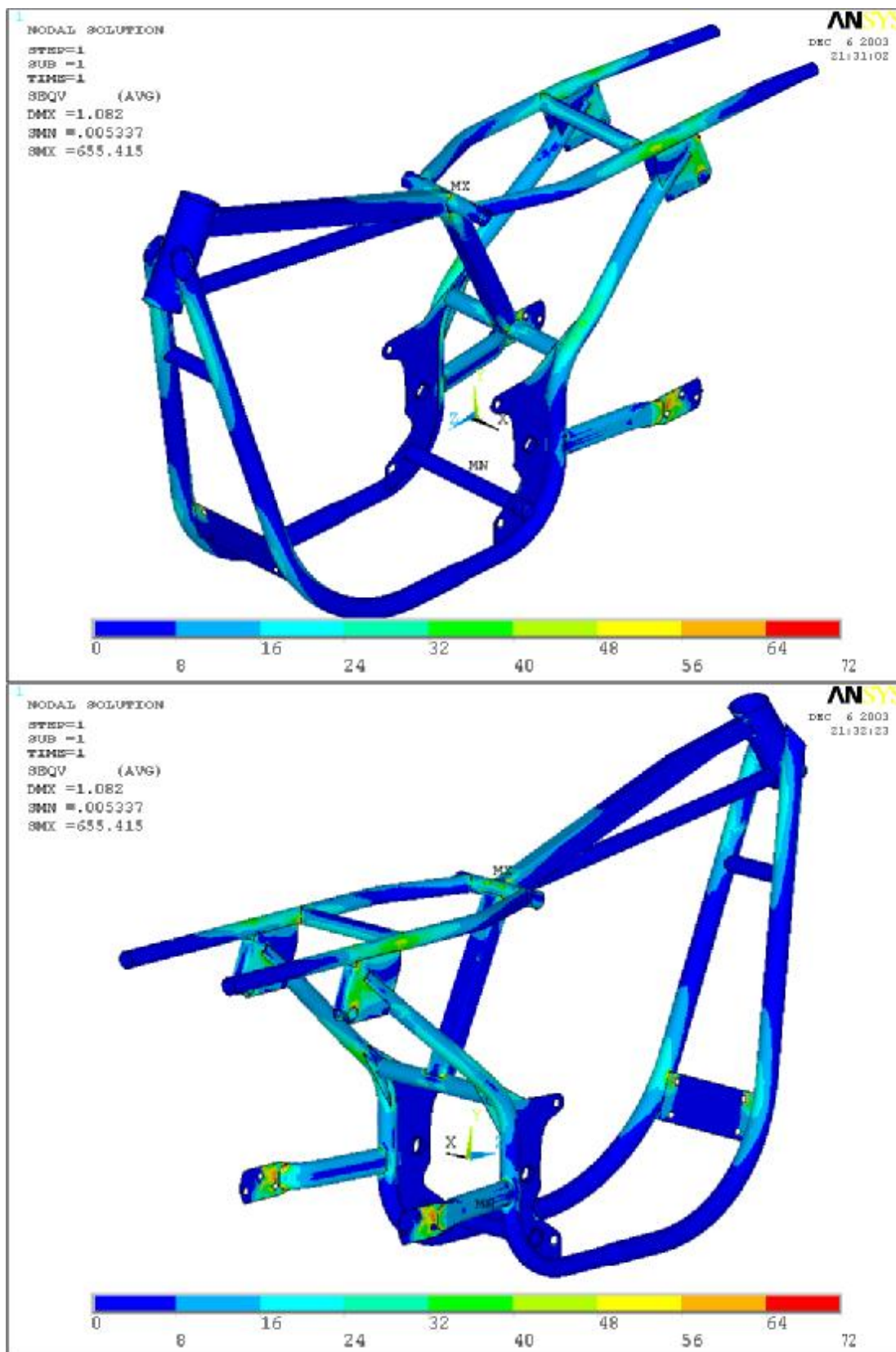
Příloha č. 3 – Schéma rozmístění tenzometrů při měření ve VVZ Jawa

Příloha č. 4 – CD s textem a s obrázky diplomové práce

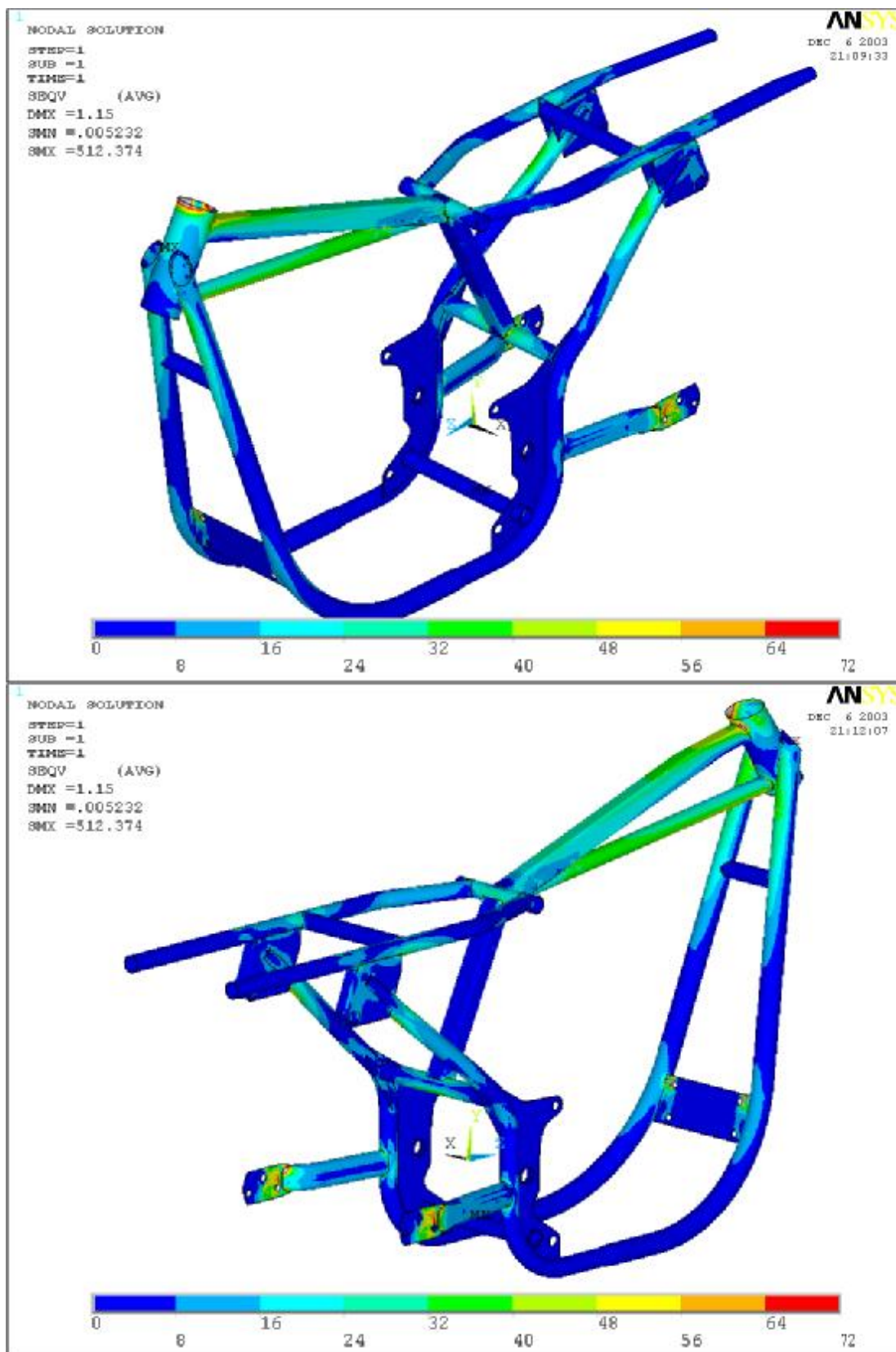
PŘÍLOHA č. 1



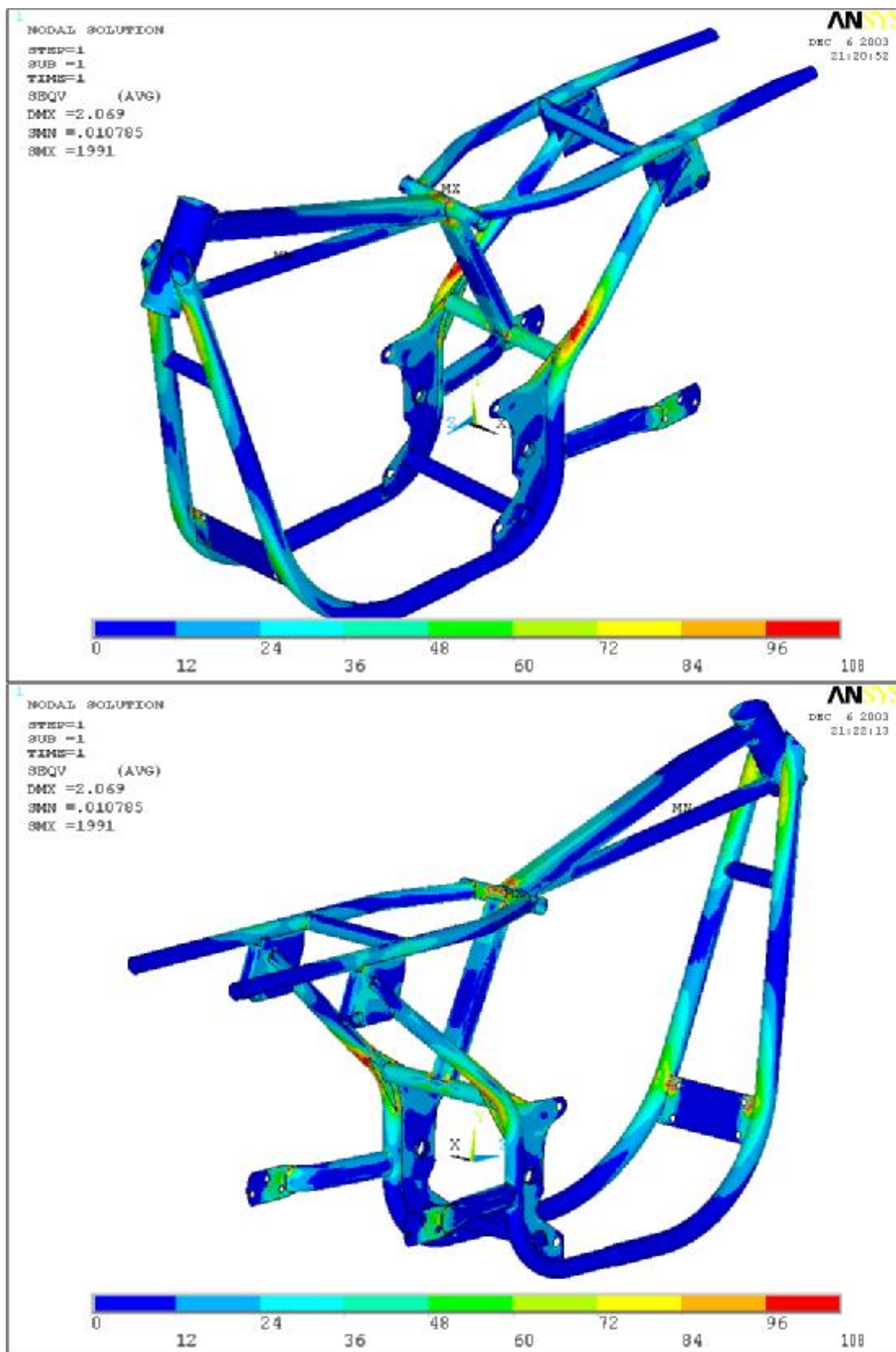
Rám typu 634; statický režim, jeden jezdec.
Stupnice v [MPa]



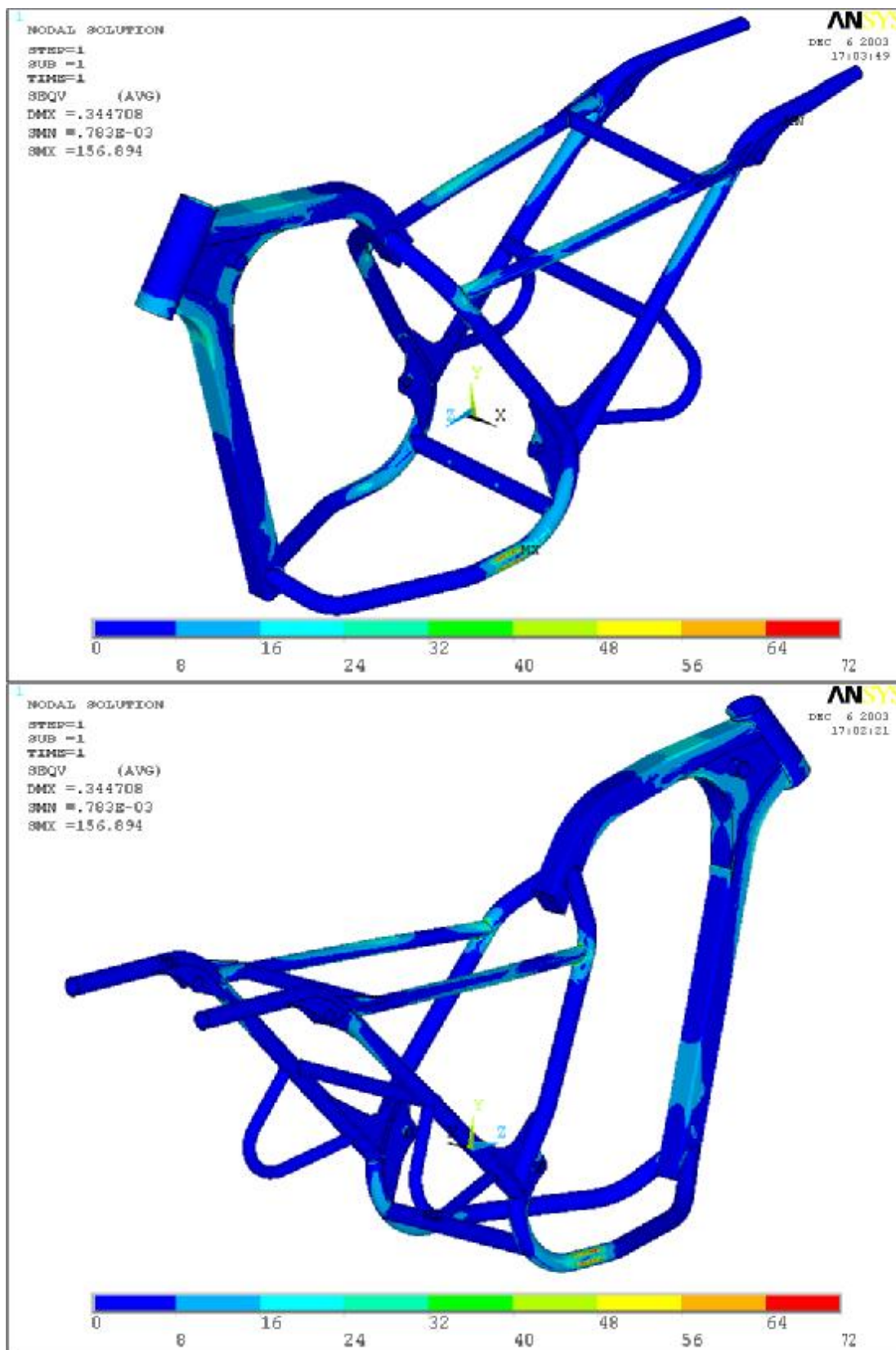
Rám typu 634; statický režim, dva jezdcí.
Stupnice v [MPa]



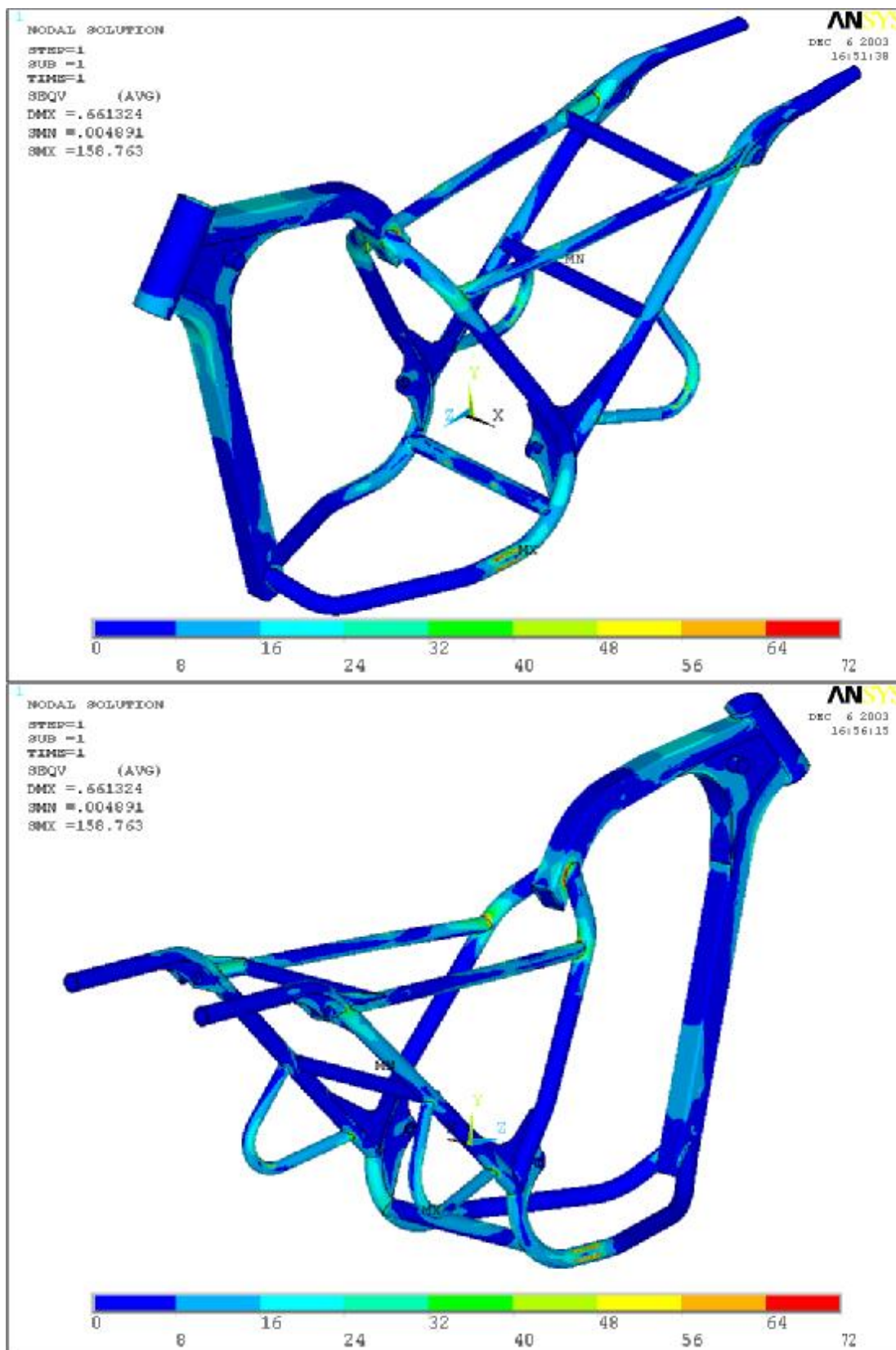
Rám typu 634; brzdění samotnou přední brzdou, dva jezdci.
Stupnice v [MPa]



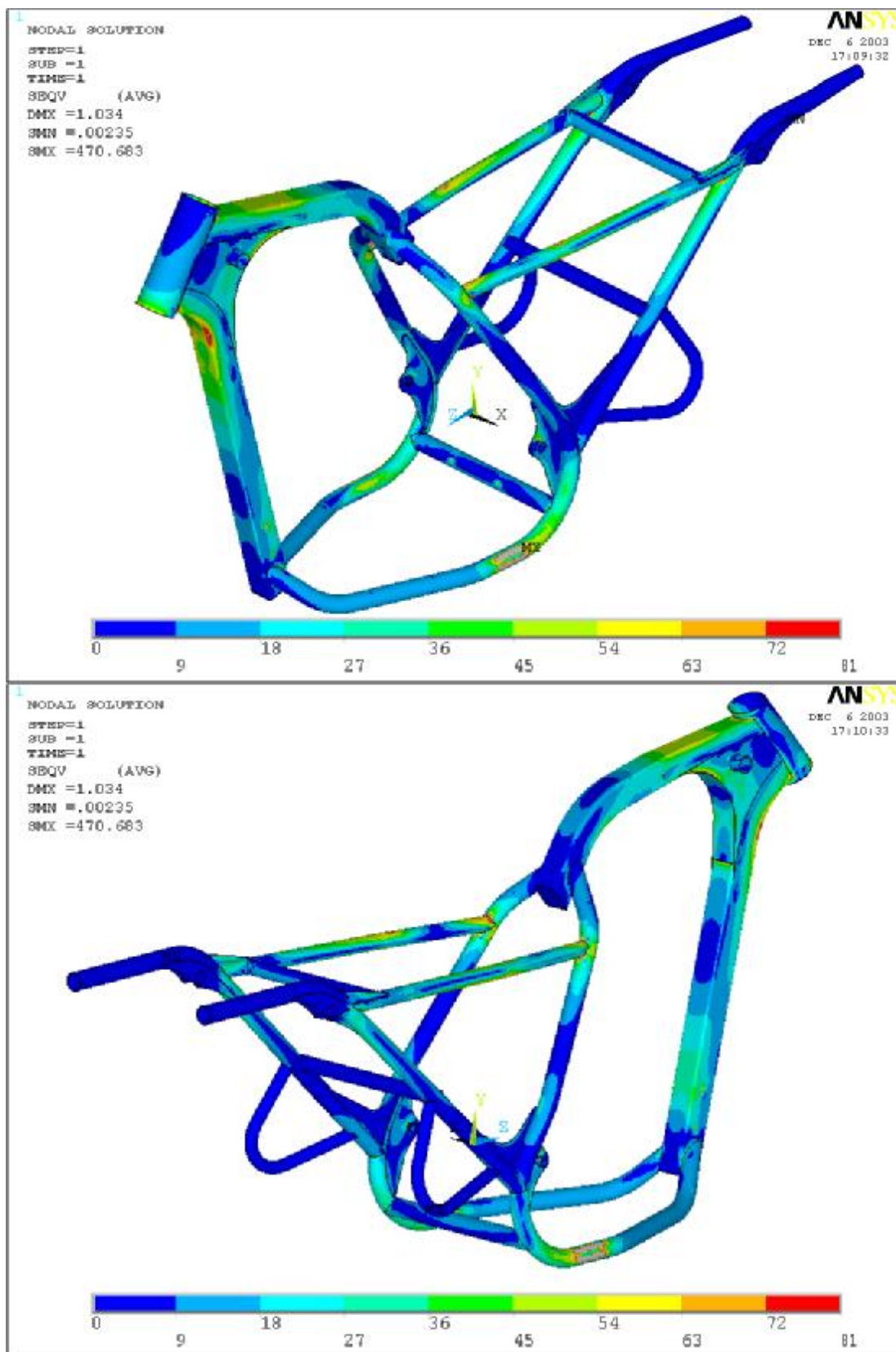
Rám typu 634; brzdění samotnou zadní brzdou, dva jezdci.
Stupnice v [MPa]



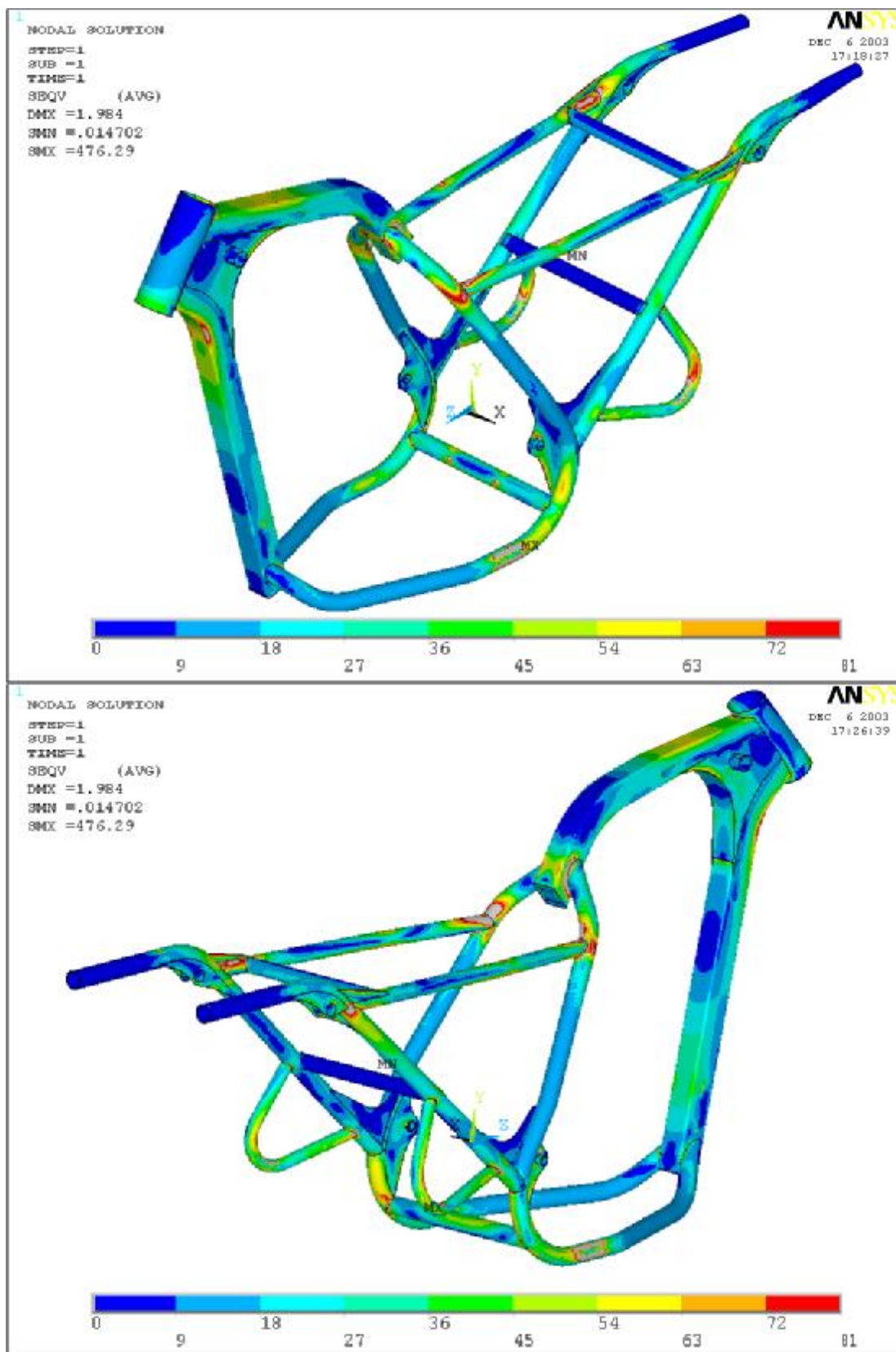
Rám typu 836; statický režim, jeden jezdec.
 Stupnice v [MPa]



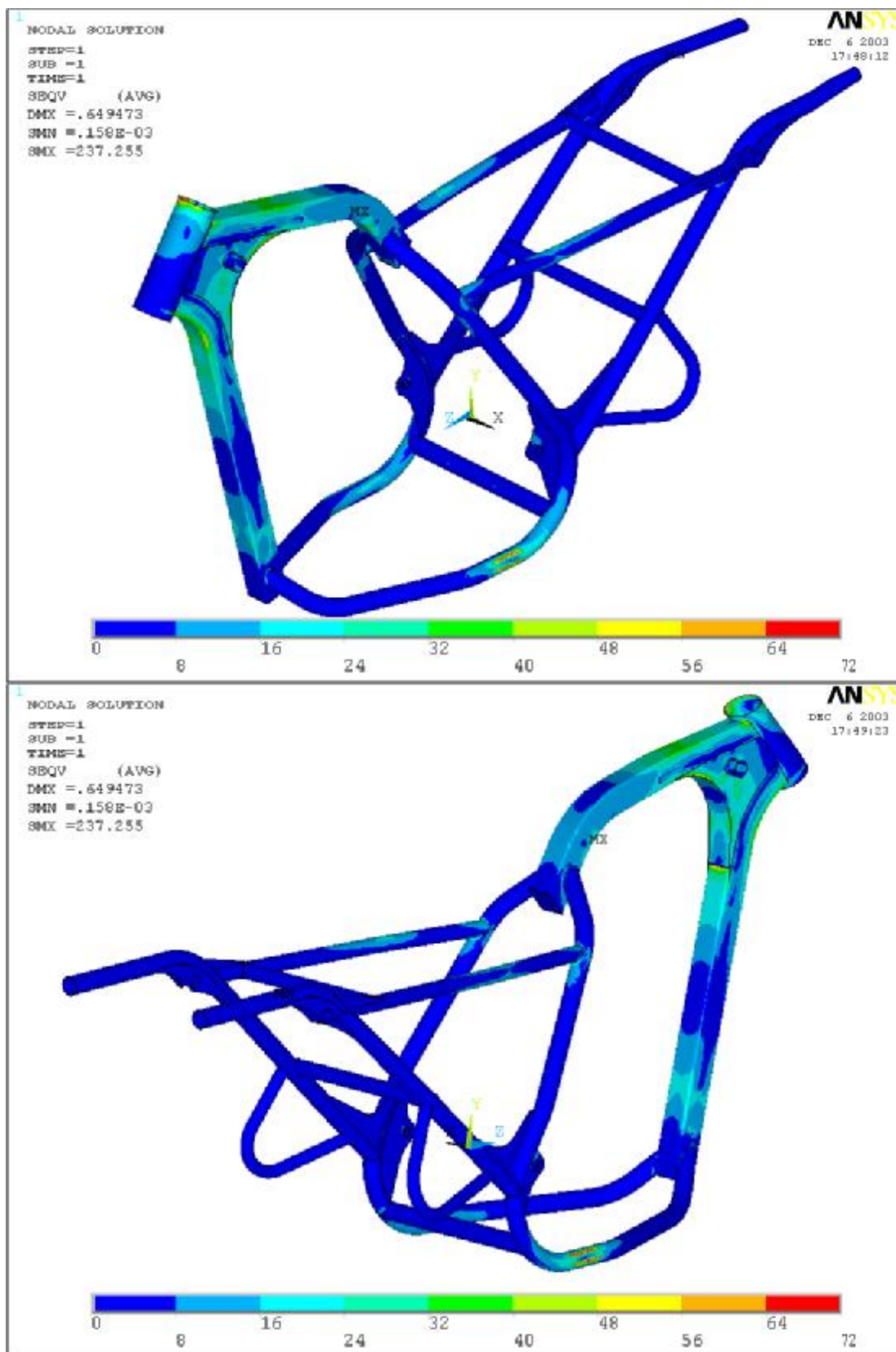
Rám typu 836; statický režim, dva jezdcí.
Stupnice v [MPa]



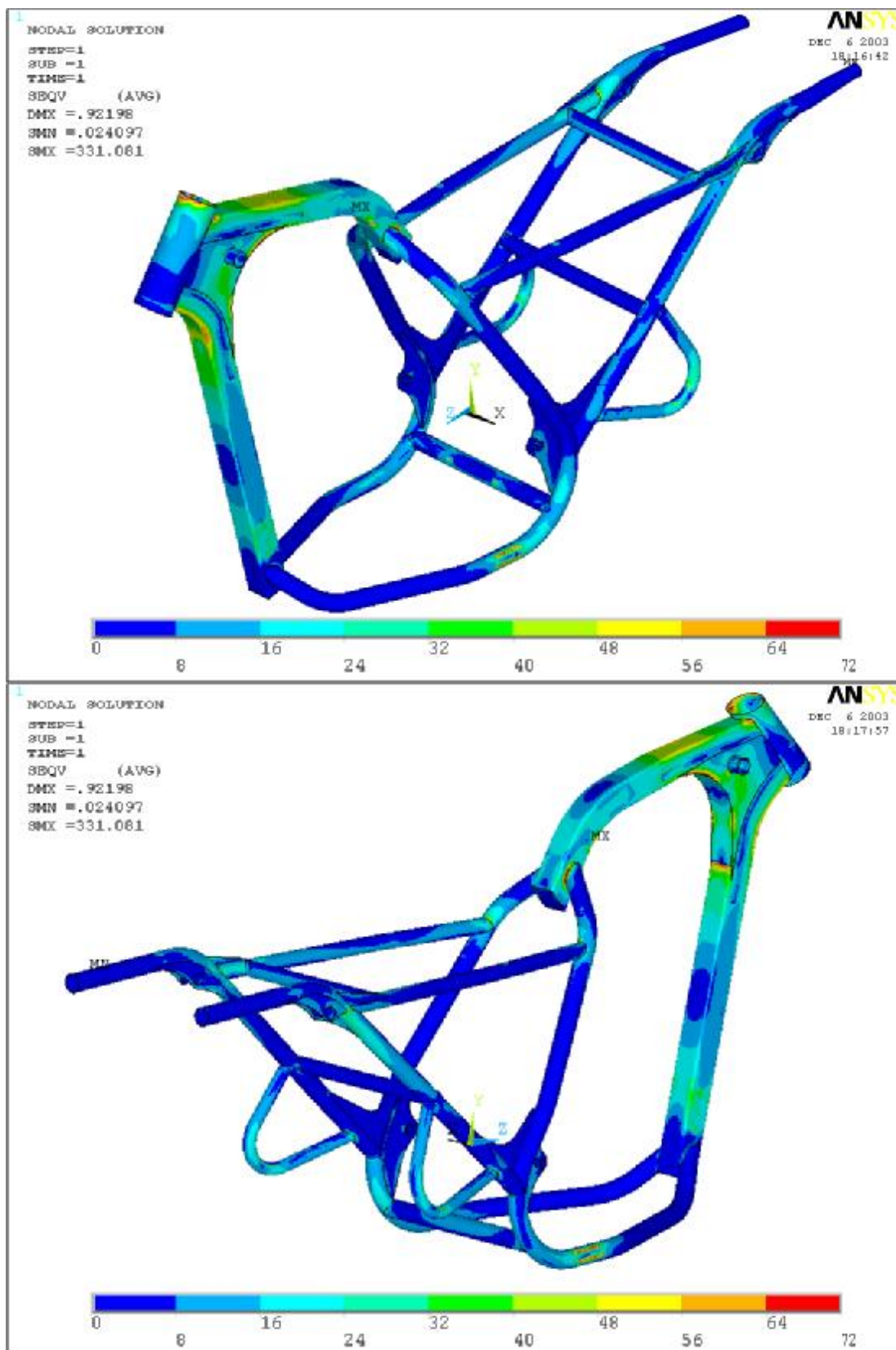
Rám typu 836; zatížení dynamickým násobkem 3, jeden jezdec.
Stupnice v [MPa]



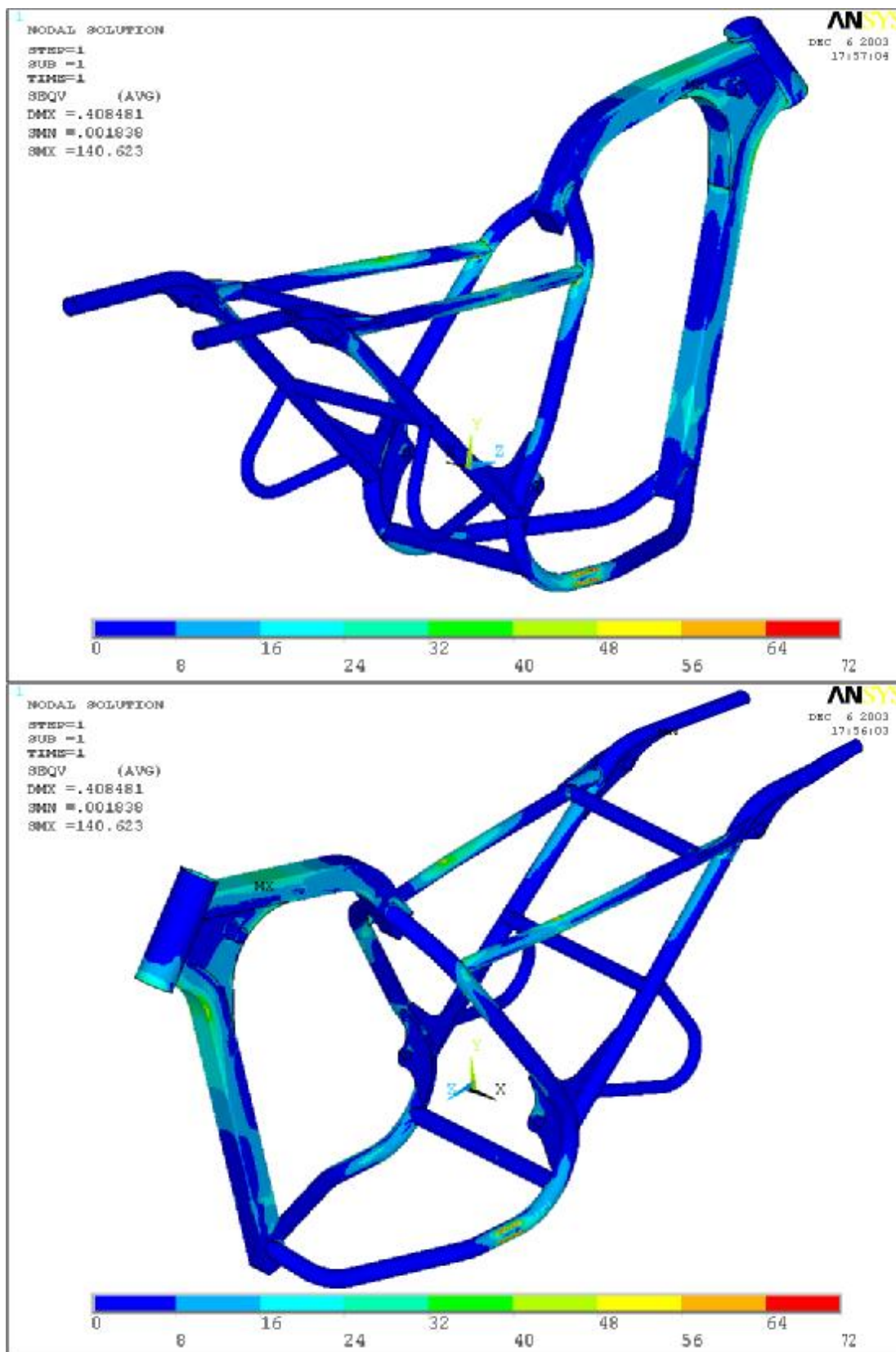
Rám typu 836; zatížení dynamickým násobkem 3, dva jezdci.
Stupnice v [MPa]



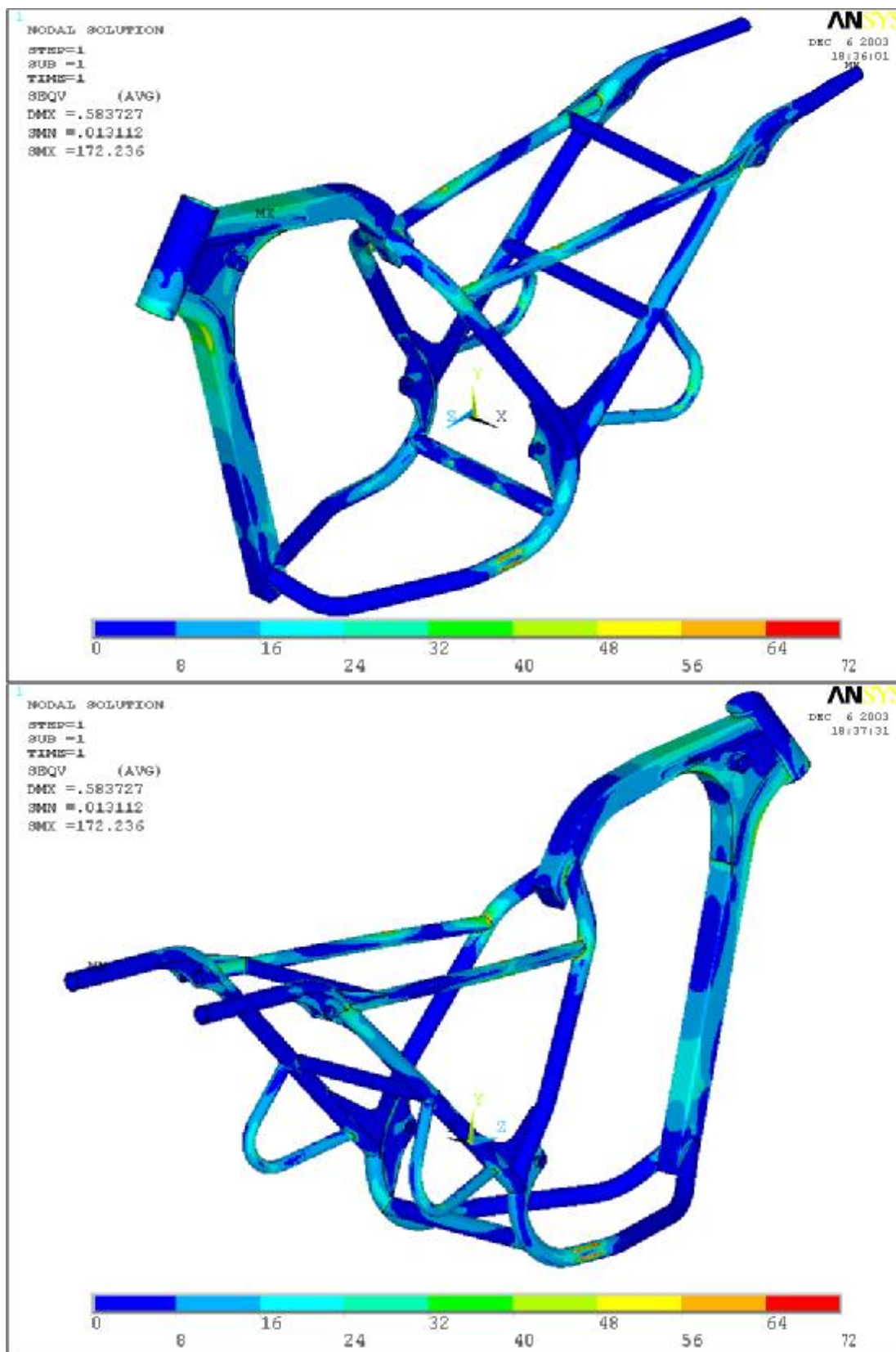
Rám typu 836; brzdění samotnou přední brzdou, jeden jezdec.
Stupnice v [MPa]



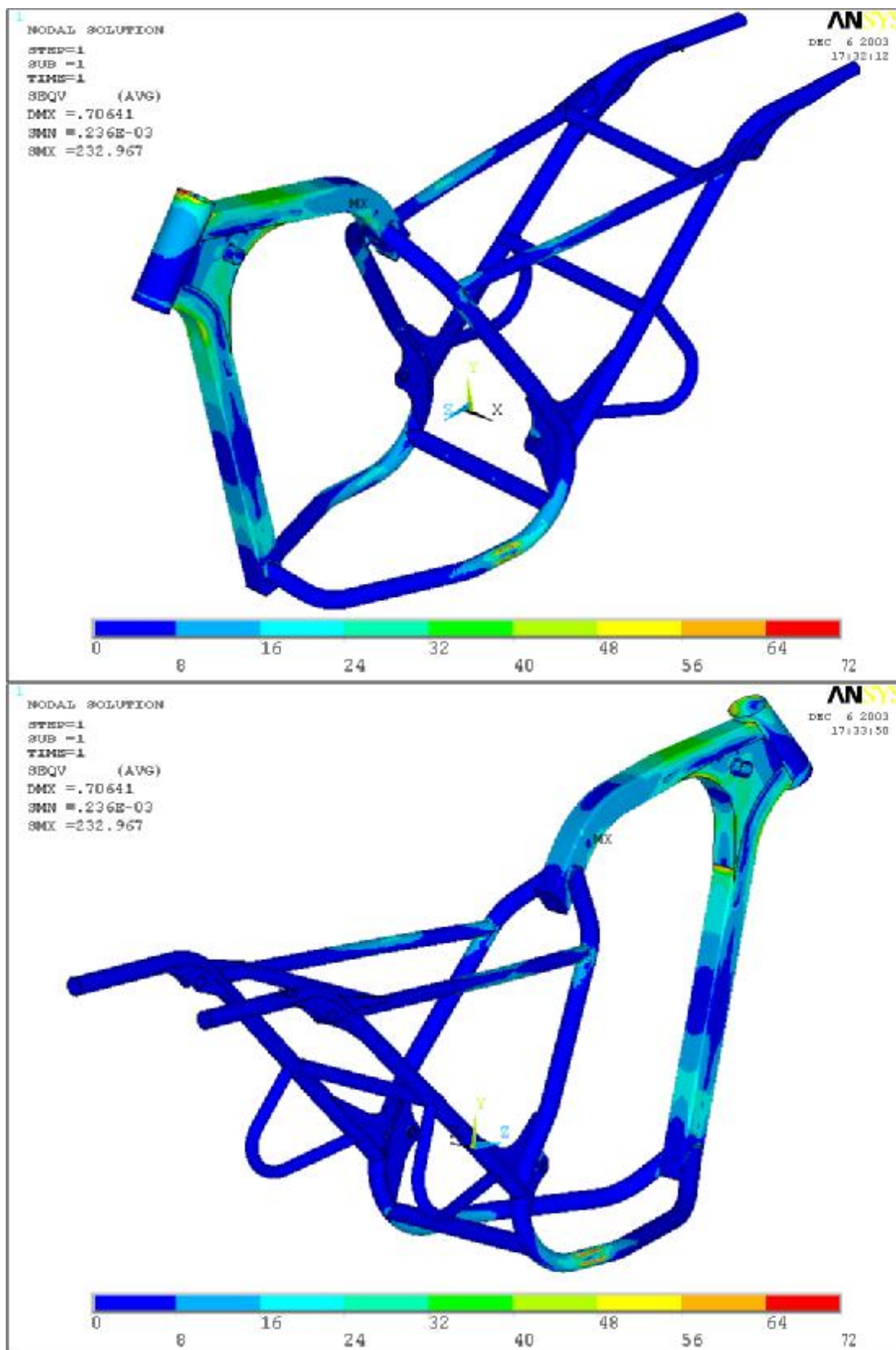
Rám typu 836; brzdění samotnou přední brzdou, dva jezdci.
 Stupnice v [MPa]



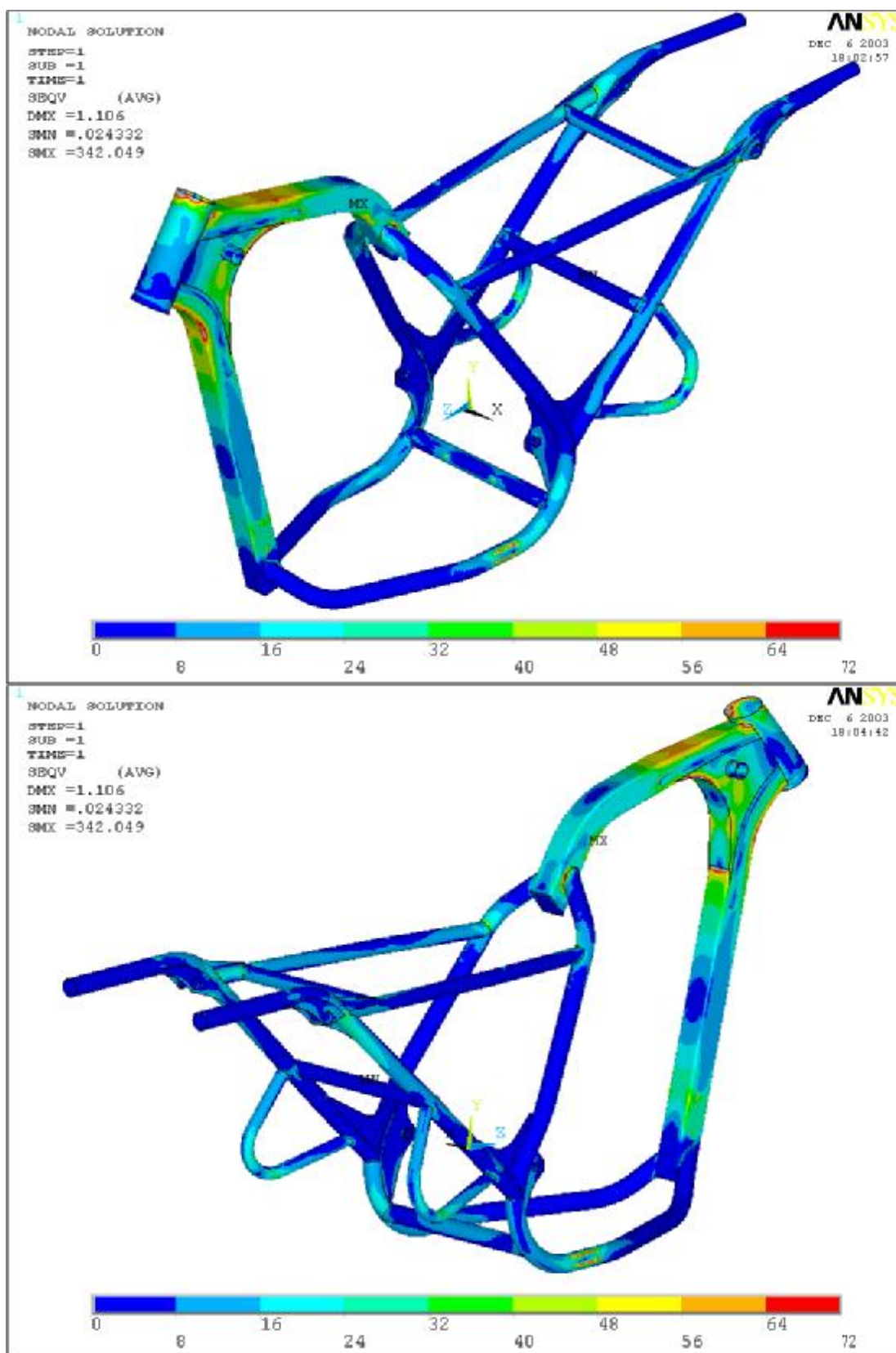
Rám typu 836; brzdění samotnou zadní brzdou, jeden jezdec.
Stupnice v [MPa]



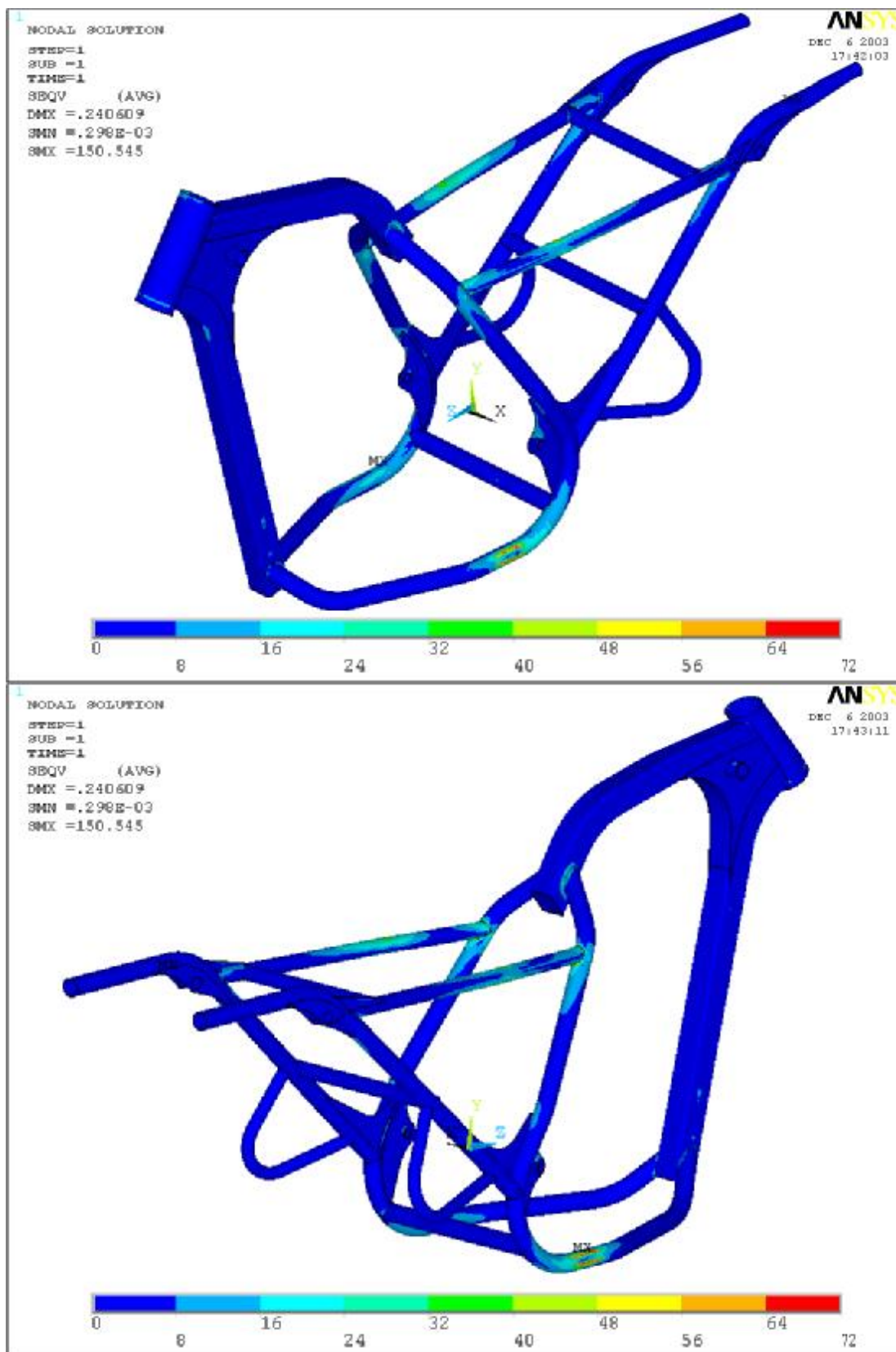
Rám typu 836; brzdění samotnou zadní brzdou, dva jezdci.
Stupnice v [MPa]



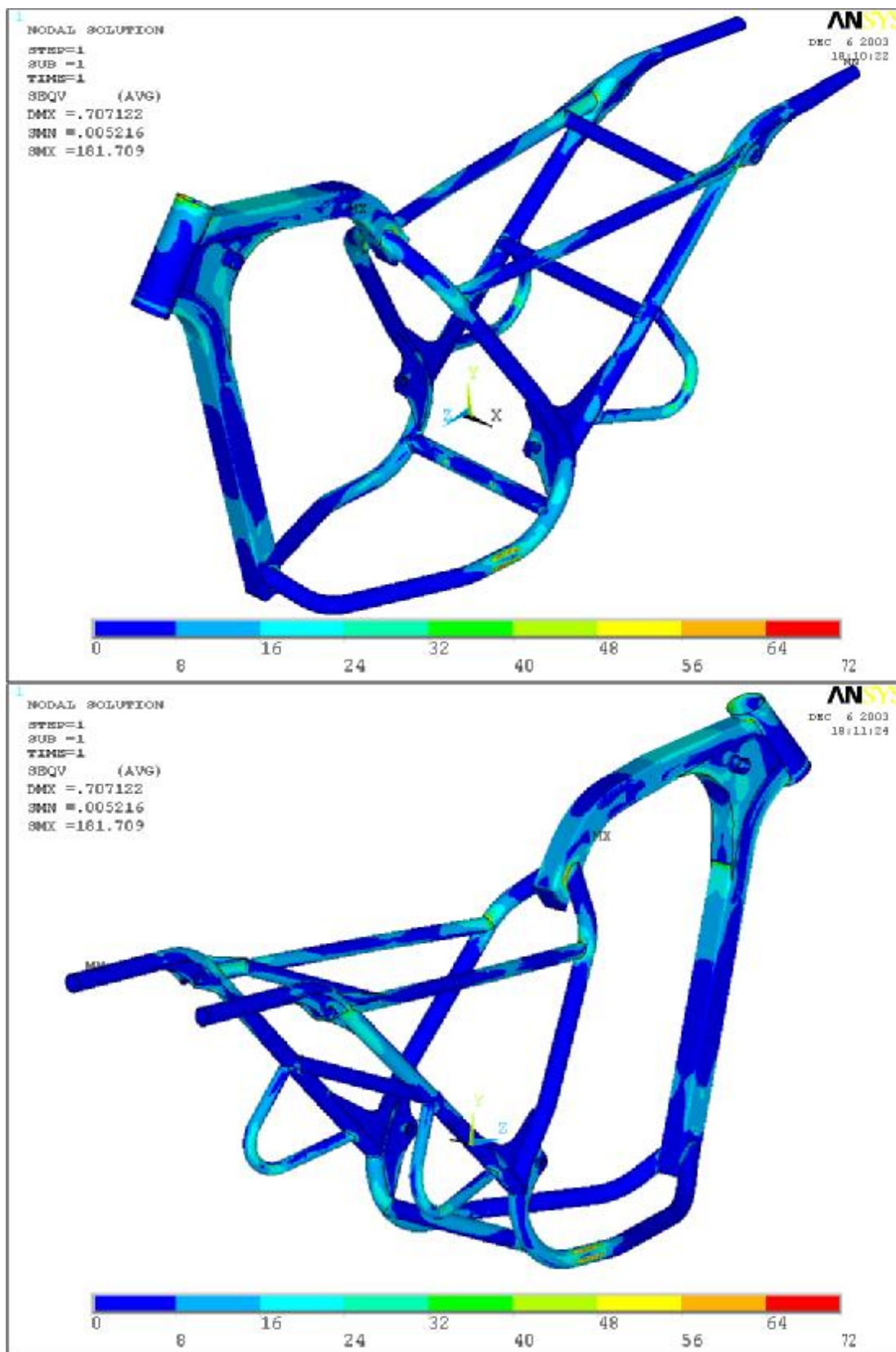
Rám typu 836; brzdění oběma brzdami, max. účinek přední brzdy, jeden jezdec.
Stupnice v [MPa]



Rám typu 836; brzdění oběma brzdami, max. účinek přední brzdy, dva jezdci.
Stupnice v [MPa]

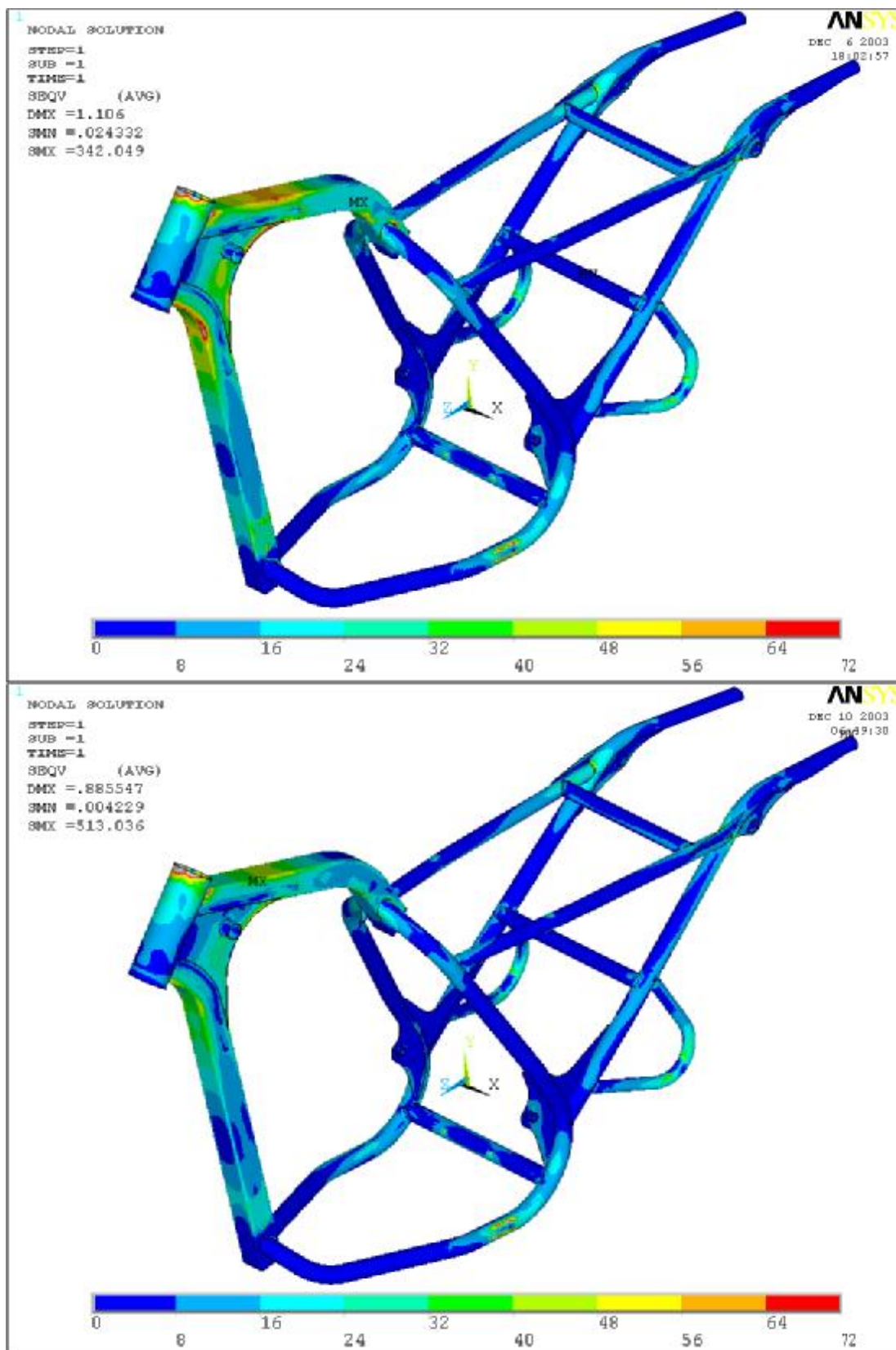


Rám typu 836; brzdění oběma brzdami, max. účinek zadní brzdy, jeden jezdec.
Stupnice v [MPa]

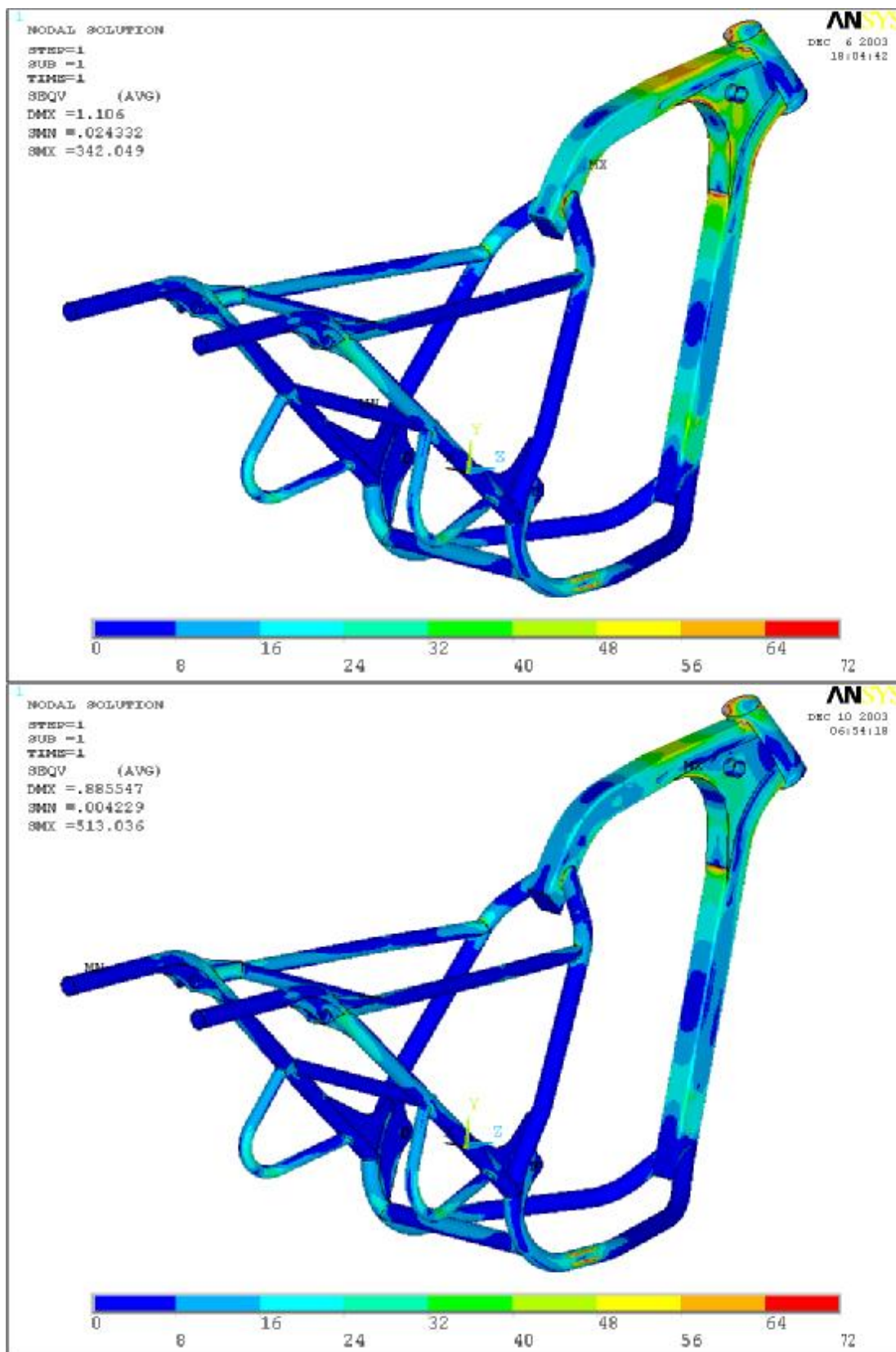


Rám typu 836; brzdění oběma brzdami, maximální účinek zadní brzdy, dva jezdci.
Stupnice v [MPa]

PŘÍLOHA č. 2



Rám typu 836; Režim OB2-Pmax, nahoře původní průběh napětí, dole po úpravě.
Stupnice v [MPa]



Rám typu 836; Režim OB2-Pmax, nahoře původní průběh napětí, dole po úpravě.
Stupnice v [MPa]

PŘÍLOHA č. 3