

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

Marius Kleinauskas

**DVIRAČIO VAIRO STATINIO STIPRUMO
IR STANDUMO TYRIMAI**

Magistro darbas

Vadovas

dr. S. Rimovskis

ŠIAULIAI, 2006

ŠIAULIŲ UNIVERSITETAS
TECHNOLOGIJOS FAKULTETAS
MECHANIKOS INŽINERIJOS KATEDRA

TVIRTINU

Katedros vedėjas

lekt. Z. Ramonas

2006 06

**DVIRAČIO VAIRO STATINIO STIPRUMO
IR STANDUMO TYRIMAI**

Magistro darbas

Vadovas

(parašas)

2006 06

dr. S. Rimovskis

Atliko

(parašas)

2006 06 06

MM4 gr. Stud.

M. Kleinauskas

Recenzentas

ŠU Technologijos fakulteto

Mechanikos inžinerijos

katedra

(parašas)

2006 06

prof. J. Bareišis

SUMMARY

Kleinauskas M. Research of static strenght and rigidity for wheel of bicycle:

Master there is of mechanical engineer/ research advisor S.Rimovskis; Šiauliai University, Technology Faculty, Mechanical Engineering Department. – 2006. – 37p.

In the countries of world bicycle is not only a widely used commodity, means of transport, but an index of mode of life.

This work analyses a very important part of bicycle construction – a wheel.

Strength and rigidity analysis are made using analytical and numerical solving methods. The main purposes of solving are elastic stress distribution in the wheel and the maximum value of the residual deflection. The condition and magnitude of load were estimated according to standard DIN 97100.

Received results show if the wheel exploitation reliability is good ant its parameters meet the requirements of standards.

The aim of the research: to prepare the methods of bicycle wheel strength and rigidity analysis for researches. Using the programme package ANSYS, to make wheel construction FEM model and perform strength and rigidity numerical solving, estimating of elastic plastic loading conditions.

TURINYS

ĮVADAS	6
1.STANDARTŲ APŽVALGA	8
1.1.Vokietijos standartas DIN 79100: 2000-04	8
1.2.Prancūzijos standartas NFR 30 -020	10
2.DVIRAČIO VAIRO STIPRUMO IR STANDUMO ANALITINIO TYRIMO METODIKA	12
2.1.Vairo geometrijos parametrų nustatymas	12
2.2.Vairo elementą veikiančių lenkimo ir sukimo momentų nustatymas	14
2.3.Vairo įlinkio nustatymas	16
2.3.1.Sukimo momentų įtaka vairo įlinkiui	17
2.3.2.Lenkimo momentų įtaka vairo galo įlinkiui	17
3.DVIRAČIO VAIRO STIPRUMO IR STANDUMO TYRIMO METODIKA NAUDOJANT SKAITINIUS METODUS	21
3.1.Vairo geometrijos parametrų nustatymas	21
3.2.Elementų tipo pasirinkimas ir medžiagos charakteristikų nustatymas	23
3.3.Poslinkių ir jėgų mazguose nustatymas, sprendimas	24
4. SKAIČIAVIMO IR EKSPERIMENTINIŲ REZULTATŲ PALYGINIMAS	25
4.1.Eksperimentinis vairo bandymas	25
4.2.Analitinio tyrimo rezultatai	26
4.3.Tyrimo skaitiniais metodais rezultatai	27
4.4.Eksperimentinių ir skaičiavimo duomenų palyginimas	32
IŠVADOS	34
LITERATŪRA	35
PRIEDAI	36

LENTELĖS

1.1 Dinaminio bandymo apkrovimo jėgos	9
1.2 Apkrovimo jėgos X reikšmės	11
1.3 Apkrovimo jėgos X reikšmės, esant statiniam vairo pasparos apkrovimui	11
2.1 Vairo elementų mazgų koordinatės	13
2.2 Vairo skerspjūvio geometrinės ir medžiagos charakteristikos	16
3.1 BEM tyrimui nustatytos vairo elementų mazgų koordinatinių reikšmės	22
3.2 Analitiniam skaičiavimui nustatytos vairo elementų mazgų koordinatinių reikšmės	23
3.3 Plieno 15 mechaninės savybės	23
4.1 Vairo statinio bandymo rezultatai	25
4.2 Vairo elementuose veikiančių momentų reikšmės	26
4.3 Didžiausios apskaičiuotos įtempimų ir įlinkio reikšmės	27

PAVEIKSLAI

1.1 pav. Statinio bandymo tvirtinimo ir apkrovimo schema	8
1.2 pav. Vienodos krypties apkrovimo nuovarginis vairo tikrinimas	9
1.3 pav. priešingos fazės ilgalaikis vairo tikrinimas	10
1.4 pav. Vairo ir konstrukcijos atsitrenkimo tikrinimo įranga	10
1.5 pav. Vairo apkrovimo schema.....	11
1.6 pav. Vairo pasparos statinis apkrovimas.....	11
2.1 pav. Įtvirtinto vairo dalies schema	12
2.2 pav. Lenkimo momento M_2 išskaidymas.....	14
2.3 pav. Įlinkių, atsirandančių veikiant momentui $M_{2y} - M_{3y}$, schema.....	18
2.4 pav. Įlinkių, atsirandančių veikiant momentui $M_{2z_1} = M_{3z_1}$, schema.....	19
3.1 pav. Vairo diskretinio modelio sudarymo schema.....	21
3.2 pav. Plieno 10 schematizuota Prandtlio tipo diagrama	24
4.1 pav. Vairo statinio bandymo stendas.....	25
4.2 pav. Momentų pasiskirstymas trijų elementų modelyje, kai $F = 600$ N: a) – sukimo momentai; b) – lenkimo momentai	28
4.3 pav. Momentų pasiskirstymas devynių elementų modelyje, kai $F = 600$ N: a) – sukimo momentai; b) – lenkimo momentai	29
4.4 pav. Įtempimų S_i pasiskirstymas trijų (a) ir devynių (b) elementų modelyje, kai $F = 600$ N.....	30
4.5 pav. Plastinio deformavimo zona (pažymėta raudonai) trijų (a) ir devynių (b) elementų modelyje, kai $F = 600$ N	31
4.6 pav. Vairo didžiausių įtempimų S_i ir įlinkių z_t , z_{pl} ir z priklausomybės nuo apkrovos dydžio grafikai.....	33

ĮVADAS

Daugelyje pasaulio šalių dviratis – ne tik plačiai naudojama prekė, transporto priemonė, bet ir gyvenimo būdo rodiklis.

Dviratis – dviratė bemotorė, ekologinė transporto priemonė, naudojama pramogai, susisiekimui, laisvalaikio praleidimui, turizmui, sportavimui, varžyboms. Pagrindinė tradicinio dviračio struktūra – du ratai, rėmas, balnelis, vairas ir perdavimo mechanizmas, raumenų jėga verčiantis suktis ratus.

Lietuvoje dviračiai pradėti gaminti 1951 metais Šiauliuose, tuometinėje vinių fabriko bazėje. Vėliau fabrikas buvo pavadintas dviračių ir mopedų variklių gamykla „Vairas“. Gamykloje pradėti gaminti dviračiai skirti paaugliams. Ilgą laiką buvo gaminami dviejų rūšių dviračių modeliai: „Ereliukas“ ir „Kregždutė“.

1993 m. gamykla „Vairas“ buvo perorganizuota į bendrą Lietuvos ir Vokietijos įmonę „Baltik Vairas“. Išaugo gaminamų dviračių asortimentas, kokybė, apimtys. Šiuo metu per metus pagaminama daugiau kaip pusė milijono įvairios paskirties (vaikiškų, paauglių, suaugusiųjų, kalnų) bei modelių (Aero, Wave, Trekking, MTB, Suspension ir kt.) dviračių plieniniais ir aliumininiais rėmais, vairais, kurių didelė dalis realizuojama Vakarų ir Rytų Europos rinkose.

Dviračiai yra suskirstyti pagal važiavimo stilių. Kiekvienas stilius turi tik jam pritaikytą dviračio tipą ir važiavimo vietas (trasas). Vienaip važiuojama miesto gatvėmis, kitaip leidžiantis nuo uolinių kalnų, dar kitaip – lenktyniaujant. Universalus dviračio, tinkamo viskam, nėra. Skirtumai tarp skirtingų stilių dviračių taip pat nėra labai ryškūs. Todėl labai svarbu parinkti saugumo požiūriu tinkamą dviračio rėmo, vairo ir kitų jo elementų konstrukciją. Čia didžiausias dėmesys turi būti skiriamas apkrovoms, kuriomis dviratis gali būti veikiamas eksploatacijos metu. Įvairūs standartai reglamentuoja statines bei dinamines šių apkrovų reikšmes ir jų poveikio ribas dviračio konstrukcijai bei atskiriems jų elementams. Atlikus eksperimentus galima spręsti apie konstrukcijų tinkamumą arba apie reikalingus jos pakeitimus, kurie turi būti atlikti, kad standartų reikalavimai būtų įvykdyti. Į daugelį klausimų galima atsakyti jau projektavimo stadijoje, tačiau tam reikalinga skaičiavimo metodika.

Šiame darbe nagrinėjama labai svarbi dviračio konstrukcijos dalis – vairas. Darbe atliekami stiprumo ir standumo skaičiavimai analitiniais ir skaitiniais metodais.

Šiame darbe pasirinktu dviračio elementą: vairą kuriam atliksiu stiprumo ir standumo skaičiavimus, norėdamas sužinoti, kaip pasiskirsto konstrukcijoje pasiskirsto įtempimai, kokios vystosi deformacijos ir įlinkiai apkrovus vairą apkrovomis, nurodytomis DIN 97100

standarte. Gauti rezultatai leis padaryti išvadas apie vairo eksploataavimo patikimumą ir atitikimą standartų reikalavimams.

Tyrimo objektas. Laisvai pasirinkti dviračio elementai: vairas ATB „City“ (žiūr. 1 priedas).

Tyrimo tikslas. Parengti dviračio vairo analitinio skaičiavimo metodiką stiprumo ir standumo tyrimams. Naudojant skaitinių metodų programinį paketą ANSYS, sudaryti vairo konstrukcijos BEM modelį ir atlikti stiprumo ir standumo tyrimus, įvertinus vairo tampriai plastinį deformavimą.

Tyrimo uždaviniai:

- atlikti analitinius dviračio vairo standumo ir stiprumo skaičiavimus;
- atlikti dviračio vairo standumo ir stiprumo skaičiavimus skaitiniais metodais;
- atlikti vairo stiprumo ir standumo eksperimentinius tyrimus;
- palyginti skaičiavimo rezultatus su eksperimentų duomenimis.

Teorinė darbo reikšmė. Atliktas dviračio vairo stiprumo ir standumo analitinis tyrimas bei skaičiavimai skaitiniais metodais. Sudaryta skaičiavimo metodika gali būti lengvai pritaikyta bet kokios konstrukcijos dviračių vairų standumo ir stiprumo tyrimams.

Praktinė darbo reikšmė. Pateikta metodika leidžia nustatyti dviračio vairo standumo ir stiprumo parametrus ir spręsti apie vairo tinkamumą gamybai, taip pat apie galimus konstrukcinius pakeitimus, jei tokie yra būtini.

Darbo struktūra. Magistro darbą sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, literatūros sąrašas, 3 priedai. Darbo apimtis: 37 puslapiai, 17 iliustracijos ir 11 lentelių.

1. STANDARTŲ APŽVALGA

Dviratis ir atskiri jo mazgai turi atitikti tam tikrus reikalavimus, kurie nurodyti standartuose. Pagrindinis reikalavimas dviračiui – saugumas. „Baltik Vairas“ nėra priėmęs saugumo ir kokybės standarto, tačiau kadangi didžioji produkcijos dalis parduodama Vokietijoje, įmonė šiuo metu vadovaujasi vokišku DIN 79100 standartu [1]. ES šalyse dviračių konstruktoriai ir gamintojai gali vadovautis taip pat ir Prancūzijos standartu NFR 30-020 [2], tarptautiniu standartu ISO 4210 [3] ir kt.

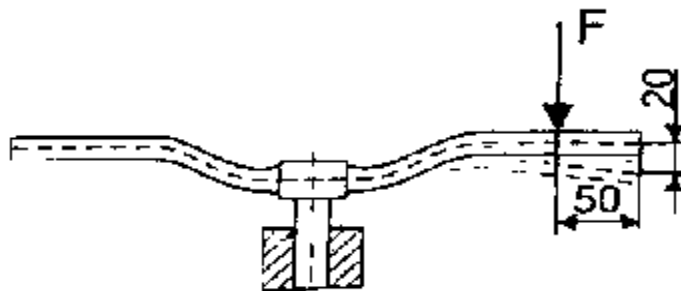
Standartai reikalauja atlikti ne vien tik viso gaminio, bet ir atskirų elementų (vairo rėmo, šakės, ratų, vairo, sėdynės, pedalų ir kt.) tyrimus. Vadovaujantis DIN 79100 standartu, ŠU technologijos fakulteto technologinių bandymų centre (TBC) yra atliekami visi reikalingi naujų dviračių bandymai. Bandymų rezultatai laikomi teigiamais, jei po tikrinimo nenustatomi lūžiai, įbrėžimai, įtrūkimai, ar nustatytus dydžius viršijantys konstrukcijos formos pakitimai.

1.1. Vokietijos standartas DIN 79100: 2000 - 04

Statinis bandymas.

Statinio bandymo tvirtinimo ir apkrovimo schema pateikta 1.1 pav. Bandoma dar nenaudota vairo konstrukcija, kuri sumontuojama prieš bandymą. Konstrukcija įstatoma iki žymės tvirtinimo įrenginyje ir užfiksuojama. Vairas su keletu rankenos pozicijų nustatomas taip, kad jį veiktų didžiausi momentai. Tikrinama abi vairo pusės.

Atitikimas statinio bandymo reikalavimams. Suaugusio dviračio vairas atitinka keliamus reikalavimus, jei statinio bandymo metu apkrovus jį vertikaliai žemyn veikiančia jėga $F = 600$ N, liekamasis vairo įlinkis neviršija $z = 20$ mm (kaip parodyta 1.1 pav.). Vaikiškiems dviračiams reglamentuojama jėga $F = 360$ N.



1.1 pav. Statinio bandymo tvirtinimo ir apkrovimo schema

Dinaminis bandymas.

Vairo tvirtinimas toks pat, kaip ir statinio bandymo metu. Naudojama statinį bandymą atlaikiusi konstrukcija. Nustatoma tokia rankenos pozicija, kuri atitinka didžiausią veikiantį momentą.

Yra du apkrovimo būdai – vienodos krypties apkrovimas ir priešingos krypties apkrovimas. Apkrovimo jėgų dydžiai ir ciklų skaičiai pateikti 1.1 lentelėje.

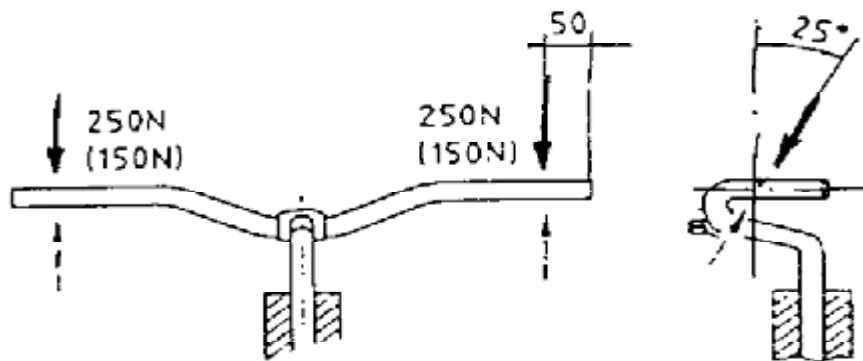
1.1 lentelė

Dinaminio bandymo apkrovimo jėgos

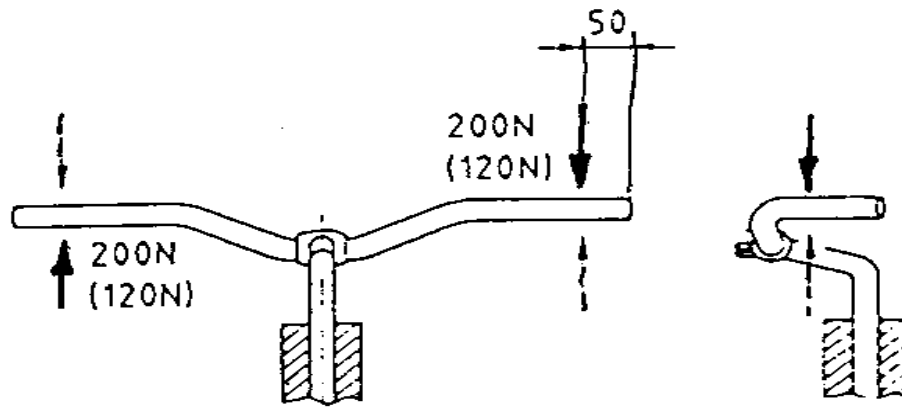
Bandoma vairo konstrukcija	Apkrovimo jėgos dydis, N		Ciklų skaičius
	vienodos krypties apkrovimas	priešingos krypties apkrovimas	
Suaugusiojo dviračio	± 250	± 200	100 000
Vaikiško dviračio	± 150	± 120	

Vienodos krypties apkrovimo metu jėga veikia 25° kampu, kaip parodyta 1.2 pav. Priešingos krypties apkrovimo schema pateikta 1.3 pav.

Atitikimas dinaminio bandymo reikalavimams. Vairas ir jo konstrukcija laikomi tinkamais, jeigu bandymo metu išlaikomas reikalaujamas ciklų skaičius ir naudojant tikrinimo jėgas pagal 1.1 lentelę vairas nesulūžta, neįskyla, neįplyšta.



1.2 pav. Vienodos krypties apkrovimo nuovarginis vairo tikrinimas

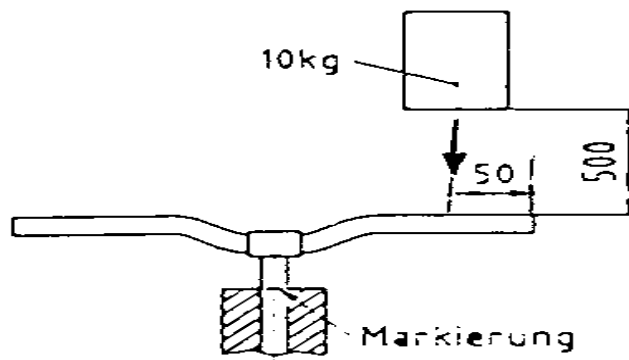


1.3 pav. priešingos fazės ilgalaikis vairo tikrinimas

Atsparumas atsitrenkimui.

Vairo tvirtinimas toks pat, kaip ir statinio bandymo metu. Bandant suaugusio dviračio vairą, apie 10 kg svoris paleidžiamas iš 500 mm aukščio (kaip parodyta 1.4 pav.), gaunama atsitrenkimo energija – 50 J. Bandant vaikiško dviračio vairą, 10 kg svoris paleidžiamas iš 300 mm aukščio (30 J). Bandomos abi vairo pusės.

Atitikimas standarto reikalavimams. Vairas ir jo konstrukcija laikomi tinkamais, jei atlikus bandymą, ant vairo nebuvo pastebėta iškėlimų, plyšių ir lūžių.

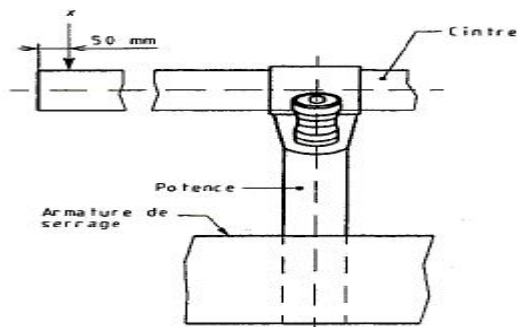


1.4 pav. Vairo ir konstrukcijos atsitrenkimo tikrinimo įranga

1.2. Prancūzijos standartas NFR 30 -020

Statinio krūvio parinkimas.

Vairas įtvirtinamas vairo rėme, nustatant jo minimaliąją aukščio padėtį, ir gerai priveržiamas. Bandymo metu, jėga X turi būti nukreipta į varalazdės galus, lygiagrečiai atsparai, kaip parodyta 1.5 pav. Atlikus bandymą, vairo paviršiuje neturi būti jokio įtrūkimo. Jėgos kuriomis apkraunamas vairas yra pateikta 1.2 lentelėje.



1.5 pav. Vairo apkrovimo schema

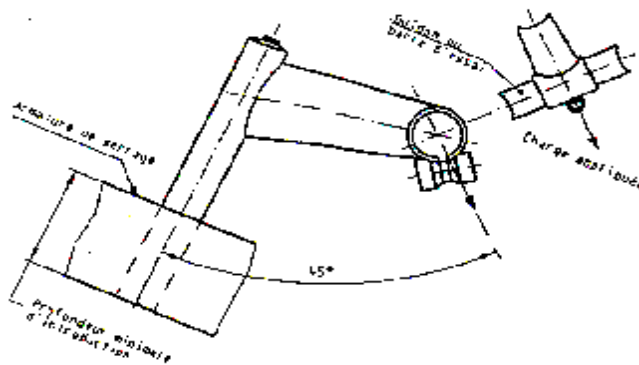
1.2 lentelė

Apkrovimo jėgos X reikšmės

Veikiančios jėgos X reikšmė		
Dviračiai	Visureigiai ir kalnų dviračiai	Vaikiški dviračiai
$X = 800 \text{ N}$	$X = 1000 \text{ N}$	$X = 600 \text{ N}$

Vairo pasparos statinis apkrovimas

Vairo tvirtinimas toks pat, kaip ir statinio bandymo metu. Jėga nukreipiama 45° kampu pasparos stiebo atžvilgiu, kaip parodyta 1.6 pav. Apkraunama jėgomis, kurių reikšmės pateiktos 1.3 lentelėje.



1.6 pav. Vairo pasparos statinis apkrovimas

1.3 lentelė

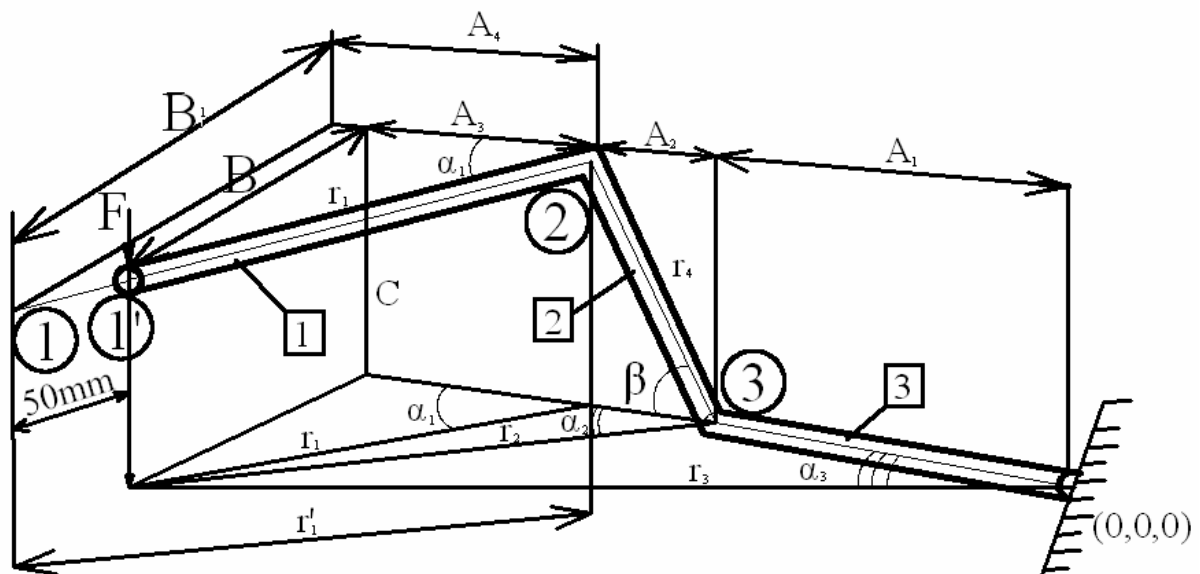
Apkrovimo jėgos X reikšmės, esant statiniam vairo pasparos apkrovimui

Veikiančios jėgos X reikšmė		
Dviračiai	Visureigiai ir kalnų dviračiai	Vaikiški dviračiai
$X = 1600 \text{ N}$	$X = 2000 \text{ N}$	$X = 1200 \text{ N}$

2. DVIRAČIO VAIRO STIPRUMO IR STANDUMO ANALITINIO TYRIMO METODIKA

2.1. Vairo geometrijos parametrų nustatymas

Analitiniai dviračio vairo statinio stiprumo ir standumo skaičiavimai bus atliekami taikant 2.1 pav. pateikta schemą. Schemą sudaro tik viena vairo pusė iki tvirtinimo vietos.



2.1 pav. Įtvirtinto vairo dalies schema

Vairo konstrukcija suskaidoma į tris tiesius elementus – 1, 2, 3, kurių numeracija 2.1 pav. schemoje nurodyta kvadratuose. Vairo tvirtinimo vietos (4 taško) koordinatės parinktos – 0, 0, 0. Kitų elementų mazgų koordinatės surašytos į 2.1 lentelę.

Vertikaliai žemyn nukreipta jėga ($F = 600 \text{ N}$) pridėta taške 1'. Pagal normatyvinius duomenis, taškas 1' turi būti nutolęs nuo taško 1 50 mm atstumu, kaip parodyta 2.1 pav.

Pasinaudoję schema, nustatome vairo geometrijos parametrus, kurie bus reikalingi tolimesniame tyrime. Atstumai r_1' , r_1 , r_2 ir r_3 apskaičiuojami lygybėmis:

$$r_1' = \sqrt{B_1^2 + A_4^2}, \quad (2.1)$$

$$r_2 = \sqrt{(A_2 + A_3)^2 + B^2}, \quad (2.2)$$

Vairo elementų mazgų koordinatės

Elemento Nr.	Elemento mazgų taškai	Koordinatės		
		X	Y	Z
Elementas 1	1	$A_1 + A_2 + A_4$	B_1	C
	2	$A_1 + A_2$	0	C
Elementas 2	2	$A_1 + A_2$	0	C
	3	A_1	0	0
Elementas 3	3	A_1	0	0
	4	0	0	0

$$r_3 = \sqrt{(A_1 + A_2 + A_3)^2 + B^2}, \quad (2.3)$$

$$r_1 = r'_1 - 50. \quad (2.4)$$

Kampas a_1 apskaičiuojamas taip:

$$a_1 = \arctag\left(\frac{B_1}{A_4}\right). \quad (2.5)$$

Tada atstumai A_3 ir B :

$$A_3 = r'_1 \cdot \cos a, \quad (2.6)$$

$$B = r'_1 \cdot \sin a. \quad (2.7)$$

Kampai a_2 , a_3 ir b apskaičiuojami taip:

$$a_2 = \arctg\left(\frac{B}{A_2 + A_3}\right), \quad (2.8)$$

$$a_3 = \arctg\left(\frac{B}{A_1 + A_2 + A_3}\right), \quad (2.9)$$

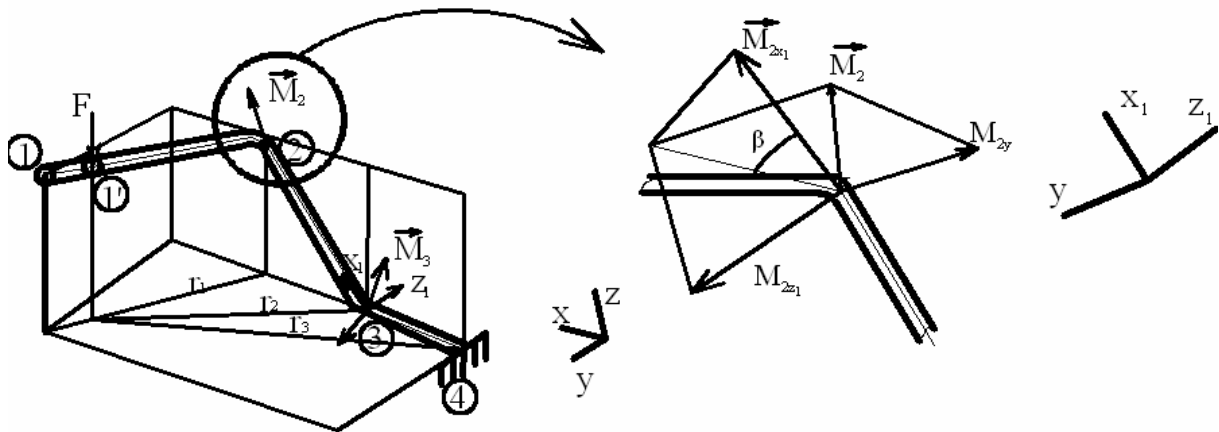
$$b = \arctg\left(\frac{C}{A_2}\right). \quad (2.10)$$

2.2. Vairo elementą veikiančių lenkimo ir sukimo momentų nustatymas

1. Vairo 1-ąjį elementą veiks tik lenkimo momentas kurio didžiausią reikšmę bus 2-ame taške:

$$M_2 = F \cdot r_1. \quad (2.11)$$

Momento M_2 vektoriaus kryptis pavaizduota 2.2 paveiksle.



2.2 pav. Lenkimo momento M_2 išskaidymas

2. Panagrinėsime 2-ojo elemento 2-jame taške veikiančius momentus. Tuo tikslu, naudojame vietinę koordinačių sistemą x_1, y_1, z_1 (žr. 2.2 pav.) kuri y ašies atžvilgiu pasukta kampu β . Tada, veikiant jėgai F , 2-ame taške veiks momentai:

$$M_{2x_1} = M_{2y} = M_2 \cdot \sin a_1 \cdot \cos b, \quad (2.12)$$

$$M_{2y} = M_{2-z_1} = M_2 \cdot \cos a_1, \quad (2.13)$$

$$M_{2z_1} = M_{2-2l_2} = M_2 \cdot \sin a_1 \cdot \sin b. \quad (2.14)$$

(2.12) – (2.14) formulėse indeksas 2-2 reiškia 2-ojo elemento 2-as taškas. Momentas M_{2y} atitinka 2-jame elemente veikiančią sukimo momentą, momentai M_{2-2l_1} ir M_{2-2l_2} – 2-ojo

elemento 2-ojo taško statmenose plokštumose veikiančius lenkimo momentus.

Suminis 2-ame taške veikiantis lenkimo momentas apskaičiuojami taip:

$$M_{2-2l} = \sqrt{(M_2 \cdot \cos a_1)^2 + (M_2 \cdot \sin a_1 \cdot \sin b)^2}. \quad (2.15)$$

Vairo 2-ojo elemento 3-ame taške veikia momentas M_3 :

$$M_3 = F \cdot r_2. \quad (2.16)$$

Momento M_3 vektoriaus kryptis parodyta 2.2 pav. Pasinaudodami koordinačių sistema x_1, y_1, z_1 , nustatome 2-ojo elemento 3-ame taške veikiančius momentus:

$$M_{3x_1} = M_{2-3s} = M_3 \cdot \sin a_2 \cdot \cos b, \quad (2.17)$$

$$M_{3y} = M_{2-3l_1} = M_3 \cos a_2, \quad (2.18)$$

$$M_{3z_1} = M_{2-3l_2} = M_3 \sin a_2. \quad (2.19)$$

(2.17) – (2.19) formulėse indeksas 2-3 reiškia 2-ojo elemento 3-as taškas. Momentas M_{2-3s} atitinka 2-ojo elemento 3-ame taške veikiantį sukimo momentą, momentai M_{2-3l_1} ir M_{2-3l_2} – 2-ojo elemento 3-ojo taško statmenose plokštumose veikiančius lenkimo momentus.

Suminis 2 elemento 3 taške veikiantis lenkimo momentas:

$$M_{2-3l} = M_3 \sqrt{(\cos a_2)^2 + (\sin a_2 \cdot \sin b)^2}. \quad (2.20)$$

3. Vairo 3-ąjį elementą veiks sukimo momentas M_{4s} :

$$M_{4s} = F \cdot B. \quad (2.21)$$

3-ojo elemento 3-ame taške veiks lenkimo momentas M_{3-3l} :

$$M_{3-3l} = F \cdot (A_2 + A_3). \quad (2.22)$$

Be to, šitame taške turi galioti sąlyga $M_{3y} = M_{3-3l}$.

3-ojo elemento 4-ame taške veiks lenkimo momentas:

$$M_{3-4l} = F(A_1 + A_2 + A_3). \quad (2.23)$$

Pavojingiausiame stiprumo požiūriu taške 4 veiks įtempimai (pagal Mizeso-Huberto stiprumo teoriją):

$$s_i = \sqrt{\left(\frac{M_{3-4l}}{0,098D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)} \right)^2 + 3 \left(\frac{M_{4s}}{0,196D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)} \right)^2}, \quad (2.24)$$

čia: d – vairo vamzdžio vidinis diametras;

D – vairo vamzdžio išorinis diametras.

2.3. Vairo įlinkio nustatymas

Dviračio vairas pagamintas iš apskrito profilio plieninio arba aliuminio vamzdinio ruošinio. Vairo skerspjūvio geometrinės ir medžiagos charakteristikos, kurios bus naudojamos skaičiavimuose pateiktos 2.2 lentelėje.

Žemiau pateiktuose skaičiavimuose vairo įlinkiu bus vadinamas vairo galo (1-ojo taško) poslinkis, sukliamas vairą veikiančios jėgos F .

2.2 lentelė

Vairo skerspjūvio geometrinės ir medžiagos charakteristikos

Charakteristika	Pavadinimas	Žymėjimas	Vienetas
Medžiagos	Tamprumo modulis	E	MPa
	Puasono koeficientas	m	-
	Šlyties modulis	$G = \frac{E}{2(1+m)}$	MPa
Skerspjūvio	Polinis inercijos momentas	$I_p = \frac{pD^4}{32} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)$	mm ⁴
	Ašinis inercijos momentas	$I = \frac{pD^4}{64} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)$	mm ⁴

2.3.1. Sukimo momentų įtaka vairo įlinkiui

1. Vairo 3-ojo elemento susisukimo kampas apskaičiuojamas lygybe:

$$j_3 = \frac{M_{3s} A_1}{GI_p}. \quad (2.25)$$

Tada, vairo galo poslinkis z ašies kryptimi, atsirandančius dėl 3-ojo elemento susisukimo apskaičiuosime taip:

$$z_{3s} = C \cos j_3 - C - B_1 \sin j_3. \quad (2.26)$$

2. Vairo 2-ojo elemento susisukimo kampas lygus:

$$j_2 = \frac{M_{2s} r_4}{GI_p}. \quad (2.27)$$

Kampą j_2 išskaidome į dedamąsias x ir y ašių atžvilgiu:

$$\begin{cases} j_{2x} = j_2 \cos b \\ j_{2z} = j_2 \sin b \end{cases}$$

Tada, vairo galo poslinkius atitinkamas z ašies kryptimi, atsirandančius dėl 2-ojo elemento susisukimo nustatome taip:

$$z_{2s} = -(r'_1 \sin a_1 \sin j_{2x}). \quad (2.28)$$

2.3.2. Lenkimo momentų įtaka vairo galo įlinkiui

1. Vairo įlinkiai dėl 3-ojo elemento lenkimo.

Vairo 3-ąjį elementą veikiant lenkimo momentui, 3-ojo taško įlinkis bus apskaičiuojamas lygybe:

$$z'_{3l} = -\left[\frac{FA_1^2}{2EI} \left(L - \frac{A_1}{3} \right) \right]. \quad (2.29)$$

čia: $L = A_1 + A_2 + A_3$.

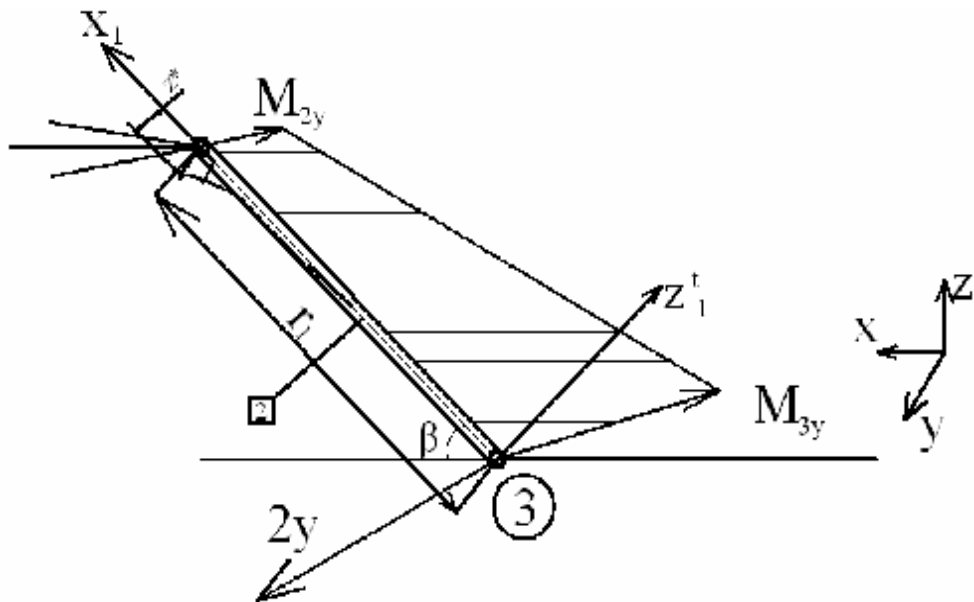
Toliau apskaičiuojame 3-ojo taško deviaciją:

$$Q_3 = \frac{FA_1}{EI} \left(L - \frac{A_1}{2} \right). \quad (2.30)$$

Dėl Q_3 , vairo galas pasislinks z ašies kryptimi:

$$z_{3l}'' = -A_4 \sin \Theta_3 - C + r_4 \sin(b - \Theta_3). \quad (2.31)$$

2. Vairo įlinkiai dėl 2-ojo elemento lenkimo.



2.3 pav. Įlinkių, atsirandančių veikiant momentui $M_{2y} - M_{3y}$, schema

2-jame elemente lenkimo momentai veikia statmenose plokštumose, todėl juos reikia nagrinėti atskirai. Veikiant lenkimo momentui $M_{2y} - M_{3y}$ (žr. 2.3 pav.), apskaičiuosime 2-ojo taško poslinkį z_1 ašies kryptimi (z^*) ir deviaciją (Q_{2y}):

$$z^* = \frac{1}{EI} \left(\frac{M_{3y} r_4^2}{2} - \frac{kr_4^3}{6} \right), \quad (2.32)$$

$$Q_{2y} = \frac{1}{EI} \left(M_{3y} r_4 - \frac{kr_4^2}{2} \right). \quad (2.33)$$

čia: $k = \frac{M_{3y} - M_{2y}}{r_4}.$

Poslinkį z^* perskaičiuosime į vairo įlinkius z ašies kryptimi:

$$z'_{2y} = -z \cdot \cos b. \quad (2.34)$$

Taip pat apskaičiuojame vairo 4-ojo taško poslinkį z ašies kryptimi dėl deviacijos Q_{2y} :

$$z''_{2y} = -A_4 \sin Q_{2y}. \quad (2.35)$$

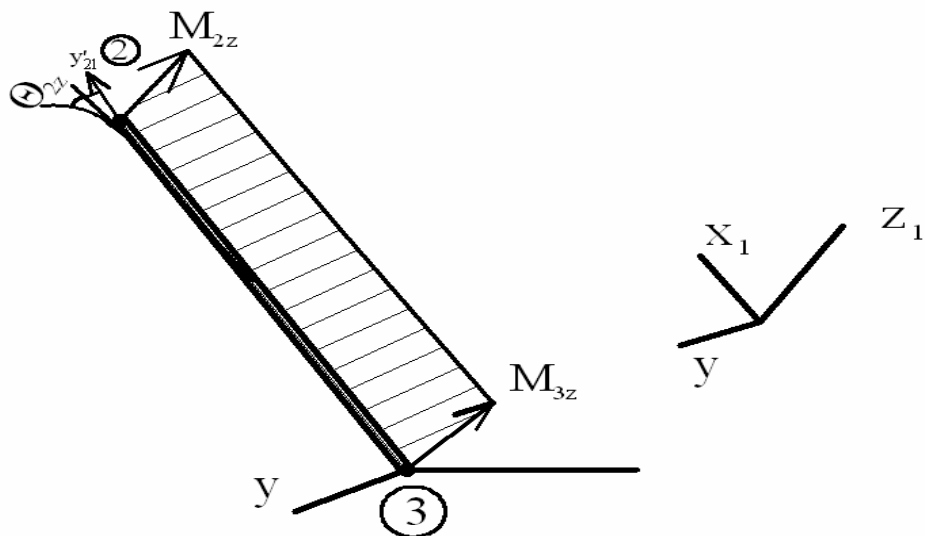
Vairo 2-ąjį elementą veikia ir pastovaus dydžio momentas $M_{2z_1} = M_{3z_1}$ (žr. 2.4 pav.).

Taigi, nustatome deviaciją

$$Q_{2z_1} = \frac{M_{2z_1} r_4}{EI}, \quad (2.36)$$

kurią Q_{2z_1} išskaidome į dedamąsias:

$$\begin{cases} Q_{2x} = Q_{2z_1} \sin b \\ Q_{2z} = Q_{2z_1} \cos b \end{cases} \quad (2.37)$$



2.4 pav. Įlinkių, atsirandančių veikiant momentui $M_{2z_1} = M_{3z_1}$, schema

ir apskaičiuojame poslinkį:

$$z_{\Theta_{2x}} = -B_1 \sin \Theta_{2x}. \quad (2.38)$$

3. Vairo įlinkiai dėl 1-ojo elemento lenkimo.

Šiuo atveju vairo įlinkį apskaičiuosime taip:

$$z_1 = \frac{F}{3EI} r_1^3 + (r_1' - r_1) \sin \left(\frac{F r_1^2}{2EI} \right). \quad (2.39)$$

Bendras vairo galo poslinkis z ašies kryptimi:

$$z_{sum} = z_{3s} + z_{2s} + z'_{3l} + z''_{3l} + z'_{2y} + z''_{2y} + z_{\Theta_{2x}} + z_1. \quad (2.40)$$

3. DVIRAČIO VAIRO STIPRUMO IR STANDUMO TYRIMO METODIKA NAUDOJANT SKAITINIUS METODUS

Atliekant konstrukcijų stiprumo ir standumo tyrimus skaitiniais metodais, naudojamos įvairios kompiuterinės programos. Darbe [4] buvo atliktas dviračio vairo stiprumo skaičiavimai Mechanical Desktop programa, neįvertinant plastinių deformacijų.

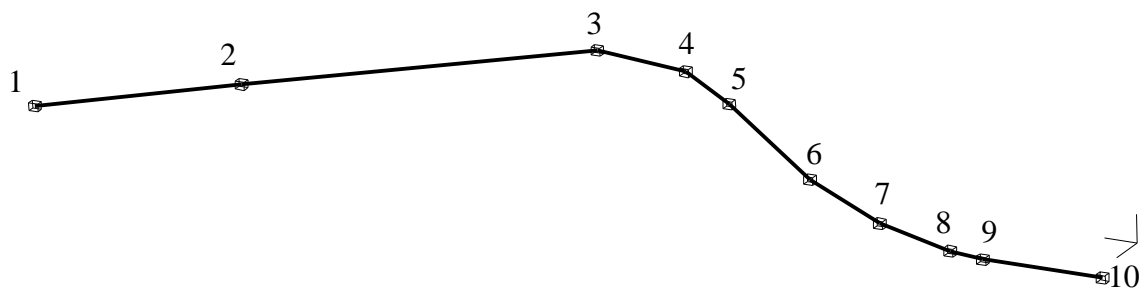
Dviračio vairo tyrimams pasirinktas programinis paketas ANSYS, kuris leidžia atlikti konstrukcijų skaičiavimus ir tamprumo srityje ir už proporcingumo ribų, įvertinant medžiagos sustiprėjimą.

Kaip ir naudojant daugelį BEM programinių paketų, ANSYS programavimas atliekamas tokia tvarka [5]:

- konstrukcijos ar elemento geometrinio ir diskretinio modelio sudarymas;
- medžiagos charakteristikų nurodymas;
- poslinkių ir veikiančių jėgų nurodymas;
- sprendimas;
- rezultatų analizė.

3.1. Vairo geometrijos parametrų nustatymas

Vairo geometrijos parametrai – tai taškų visuma, pagal kuriuos galima suprojektuoti vairo ašinės linijos padėtį erdvėje. ANSYS programoje jie vadinami „keypoints“. Šiuo atveju, svarbios yra tų taškų koordinatės, pagal kurias ir sudaromas diskretinis vairo modelis. Jos reikalingos ir analitiniams skaičiavimams, kad užpildyti 3.1 lentelę (čia reikalingos tik 4 taškų koordinatės). Taikant skaitinius metodus, galima pasirinkti labai didelį taškų skaičių, tačiau dažniausiai parenkamas optimalus taškų skaičius, t.y., kuris tenkina pageidaujamą skaičiavimo tikslumą. Todėl mūsų atveju, vairo pusė suskaidoma į 9 elementus (10 mazgų), kaip parodyta 3.1 pav.



3.1 pav. Vairo diskretinio modelio sudarymo schema

Vairo stiprumo ir standumo analitiniams skaičiavimams ir sudarant vairo baigtinių elementų modelį, reikalingos jo elementų taškų (mazgų) koordinatės. Šios koordinatės buvo nustatytos koordinatine matavimo mašina BE210 Brwn & Sharpe. Analitiniam skaičiavimui naudota 2.1 pav. pateikta schema, t.y. vairas sudalinamas į tris dalis, kurias jungia taškai 1...4. Baigtinių elementų metodo (BEM) taikymui naudosime 3.1 pav. pateiktą schemą. Šis schema sudaryta iš tiesiosios dalies (taškai 1 ir 3) ir lenktosios dalies (taškai 4...10). Taškų N skaičius priklauso nuo vairo lenktosios dalies sudalinimo intervalų. Taško N koordinatės yra (0, 0, 0). Jėgos pridėjimo taško 2 koordinatės apskaičiuojamos lygybėmis:

$$\begin{cases} x_2 = x_1 - \frac{50(x_1 - x_3)}{\sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2 + (z_1 - z_3)^2}} \\ y_2 = y_1 - \frac{50(y_1 - y_3)}{\sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2 + (z_1 - z_3)^2}} \\ z_2 = z_1 - \frac{50(z_1 - z_3)}{\sqrt{(x_1 - x_3)^2 + (y_1 - y_3)^2 + (z_1 - z_3)^2}} \end{cases} \quad (3.1)$$

Vairo diskretinio modelio taškų koordinatės pateiktos 3.1 lentelėje.

Analitiniam skaičiavimui nustatytos vairo taškų koordinatės pateiktos 3.2 lentelėje. Šiuo atveju, jėgos pridėjimo taško 1' koordinatės galima apskaičiuoti taip pat pritaikius (3.1) lygybes.

3.1 lentelė

BEM tyrimui nustatytos vairo elementų mazgų koordinatinių reikšmės

Mazgo numeris	Koordinatinių reikšmės		
	x	y	z
1	300	136	60
2	260,6	105,223	60
3	163	29	60
4	139	16	52
5	127	11	42
6	104	5	19
7	82	2	7
8	60	1	1
9	49	0	0
10	0	0	0

Analitiniam skaičiavimui nustatytos vairo elementų mazgų koordinatinių reikšmės

Taško numeris	Koordinatinių reikšmės		
	x	y	z
1	300	136	60
1'	264,136	101,16	60
2	160	0	60
3	90	0	0
4	0	0	0

3.2. Elementų tipo pasirinkimas ir medžiagos charakteristikų nustatymas**Elementų tipas.**

Skaičiavimams ANSYS programa pasirinktas vamzdžio tipo elementas PIPE16 (tampriajam sprendimui) ir PIPE20 (tampriai plastiniam sprendimui) [6]. Šio tipo elementas turi du mazgus ir po šešis laisvės laipsnius kiekviename iš jų. Jis gali būti tempiamas gniuždomas, lenkiamas ir sukamas. Programuojant užduodamas elemento išorinis diametras (OD) ir vamzdžio sienelės storis (TKWALL).

Medžiagos charakteristikos

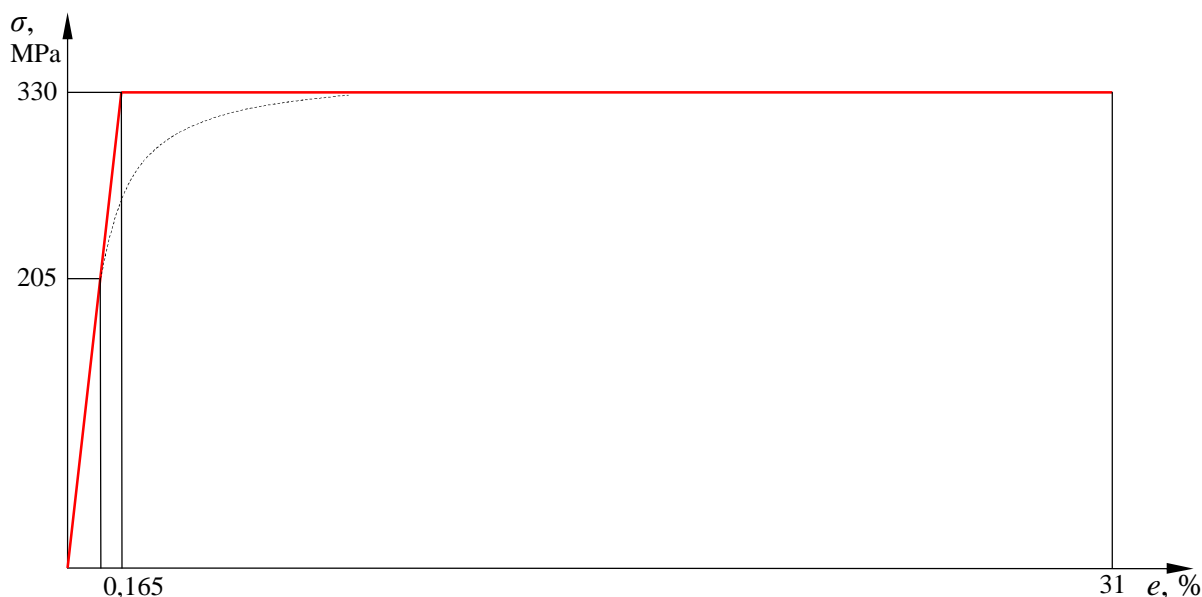
Nagrinėjamas vairo pagamintas iš plieninio vamzdžio. Nustatyta, kad plieno markė atitinka maždaug plieną 10...15. Skaičiavimams pasirinksime plieno 10 valcuotų ruošinių mechanines savybes, kurios pateiktos 3.3 lentelėje [7]. Šios medžiagos tamprumo modulis $E = 2 \cdot 10^{11}$ MPa, Puasono koeficientas – $m = 0,3$.

Plieno 15 mechaninės savybės

Plienas 10	Takumo riba S_T , MPa	Stiprumo riba S_B , MPa	Santykinis ištysimas trūkio metu d_5 , %	Santykinis skerspjuvio susitraukimas y , %
		205	330	31

Tikslios deformavimo diagramos sudaryti neįmanoma. Pagal plieno 10 charakteristikas sudaryta deformavimo diagrama pateikta 3.2 pav. Kadangi laikomasi nuostatos, kad veikiant apkrovoms vairo atsiranda didelės plastinės deformacijos, pasirinkta Prandtlio tipo diagrama [8], t.y., taikomas idealiai plastiškas deformavimas. Šiuo atveju,

schematizuotos diagramos proporcingumo riba atitinka medžiagos stiprumo įtempimų reikšmę (330 MPa) [9].



3.2 pav. Plieno 10 schematizuota Prandtlio tipo diagrama

3.3. Poslinkių ir jėgų mazguose nustatymas, sprendimas

Taip pat, kaip ir vairo stiprumo ir standumo analitiniame tyrime, skaičiuojant ANSYS programa, standžiai įtvirtinamas tik vairo 10-jame mazgas (žr. 3.1 pav.). Šiame mazge neturi būti nei vieno laisvės laipsnio.

Jėga F pridedama 2-jame mazge lygiagrečiai z ašiai ir nukreipta žemyn. Skaičiavimuose naudosis ne tik $F = -600$ N, kaip nurodyta standartuose. Tyrimo vaizdumo dėlei, naudosis keletą jos reikšmių intervale nuo 400 N iki 900 N.

Kadangi, atsižvelgiant į standarto reikalavimus statiniam bandymui, svarbiausia vairo charakteristika yra liekamasis jo galo įlinkis, tai problemos sprendimas bus atliekamas tokia tvarka:

1. Įlinkio reikšmės z_{pl} nustatymas, esant tampriai plastiniam vairo deformavimui.
2. Įlinkio reikšmės z_t nustatymas, esant tampriam vairo deformavimui.
3. Liekamojo įlinkio apskaičiavimas lygybe:

$$z = z_{pl} - z_t. \quad (3.2)$$

4. SKAIČIAVIMO IR EKSPERIMENTINIŲ REZULTATŲ PALYGINIMAS

4.1. Eksperimentinis vairo bandymas

Eksperimentinis vairo statinio bandymo tyrimas buvo atliktas bandymų stende, kuris pavaizduotas 4.1 pav. Vairas standžiai įtvirtintas, kaip numatyta standarte. Svoriai dedami 4.1 lentelėje nurodyta tvarka. Gautų vairo įlinkių reikšmės taip pat pateiktos šioje lentelėje.



4.1 pav. Vairo statinio bandymo stendas

4.1 lentelė

Vairo statinio bandymo rezultatai

Apkrova		Vairo galo įlinkis	
Svoris, kg	F , N	z_{pl}	z
0	0	0	0
25,98	254,7	3,6	0,1
49,64	486,8	7,7	0,7
74,44	730,0	15,6	4,9
79,40	778,6	24,05	12,4
85,46	838,1	Sulinko	

4.2. Analitinio tyrimo rezultatai

Analitinis vairo stiprumo ir standumo tyrimas, aprašytas antroje dalyje, gali būti naudojamas tik vairo įtempimų, deformacijų ir įlinkių nustatymui tamprumo ribose. Toks skaičiavimas nėra tikslus. Jį atlikus galima tik nustatyti ar takumo (proporcingumo) įtempimai viršijami, ar ne. Galima taip pat įvertinti ir gaunamą įlinkio dydį ir nuspręsti ar jis nėra artimas standartinei liekamojo įlinkio reikšmei. Panašiai ir buvo atlikta [4] darbe.

Vairo stiprumo ir standumo analitinis tyrimas buvo atliktas esant jėgai $F = -342$ N, kuri atitinka konstrukcijos apkrovimą, kai joje atsiranda proporcingumo ribą viršijantys įtempimai, ir jėgai $F = -600$ N (nurodytai standartuose). Vairo elementuose atsirandančių momentų reikšmės surašytos 4.2 lentelėje.

Didžiausių vaire atsirandančių įtempimų ir didžiausio įlinkio reikšmės pateiktos 4.3 lentelėje.

Pateikti duomenys parodo, kad, esant apkrovai $F = -600$ N, įtempimai s_i žymiai viršija plieno 45 takumo ribą ($\approx 60\%$), tačiau stiprumo ribos nesiekia. Tai reiškia, kad dėl šios apkrovos poveikio vaire neturėtų atsirasti plyšio ar kitokių rimtesnių pažeidimų.

Analitinis tyrimas taip pat parodo, kad vairo įlinkis z_i yra mažesnis, nei standarte numatytas liekamasis įlinkis (20 mm).

4.2 lentelė

Vairo elementuose veikiančių momentų reikšmės

Apkrovos dydis		$F = -342$ N			$F = -600$ N		
		Momentai, Nmm					
Elemento Nr.	Taškas	Sukimo (x)	Lenkimo (y)	Lenkimo (z)	Sukimo (x)	Lenkimo (y)	Lenkimo (z)
1	1	0	0	0	0	0	0
	1'	0	0	0	0	0	0
	2	0	$5,96 \cdot 10^4$	0	0	$8,71 \cdot 10^4$	0
2	2	$2,63 \cdot 10^4$	$3,56 \cdot 10^4$	$2,25 \cdot 10^4$	$4,61 \cdot 10^4$	$6,25 \cdot 10^4$	$3,95 \cdot 10^4$
	3	$2,63 \cdot 10^4$	$5,95 \cdot 10^4$	$2,25 \cdot 10^4$	$4,61 \cdot 10^4$	$1,045 \cdot 10^5$	$3,95 \cdot 10^4$
3	3	$3,46 \cdot 10^4$	$5,95 \cdot 10^4$	0	$6,07 \cdot 10^4$	$1,045 \cdot 10^5$	0
	4	$3,46 \cdot 10^4$	$9,03 \cdot 10^4$	0	$6,07 \cdot 10^4$	$1,585 \cdot 10^5$	0

Didžiausios apskaičiuotos įtempimų ir įlinkio reikšmės

Sąlyga	F, N	4-ame taške			1-ame taške
		s_x, MPa	t_{xy}, MPa	s_i, MPa	z_i, mm
Tamprumo ribą atitinkančios reikšmės	342	194,7	37,3	205	4,44
Standarto sąlygas atitinkančios reikšmės	600	341,6	65,4	360	7,1

4.3. Tyrimo skaitiniais metodais rezultatai

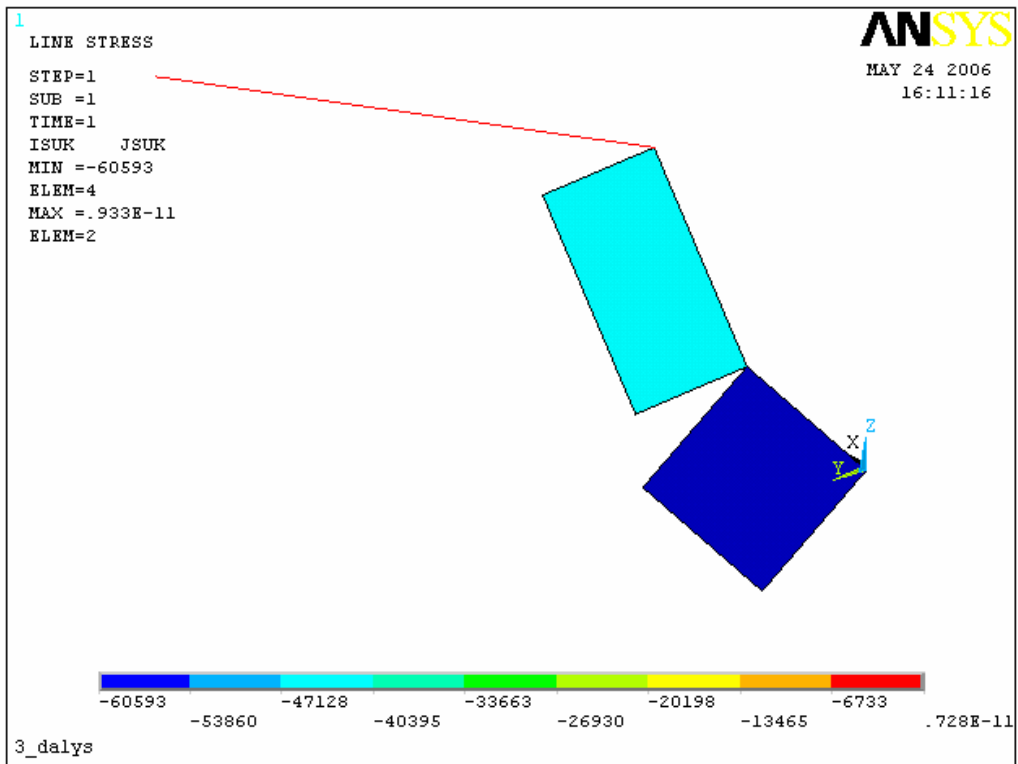
Tyrimai skaitiniais metodais pasižymi plačiomis galimybėmis, kadangi galima nagrinėti sudėtingas konstrukcijas, įvertinant jų deformavimą ir už proporcingumo ribų. Be to, gaunami rezultatai gali būti pateikiami lentelių ar grafikų pavidalu. Nesudėtingai nustatomos ir ribinės nagrinėjamų dydžių reikšmės.

Šiame darbe atlikti trijų ir devynių elementų vairo konstrukcijos skaičiavimai. Pagrindiniai duomenys – įtemimai s_i ir įlinkiai z_i, z_{pl} ir z pateikti 2 ir 3 priede.

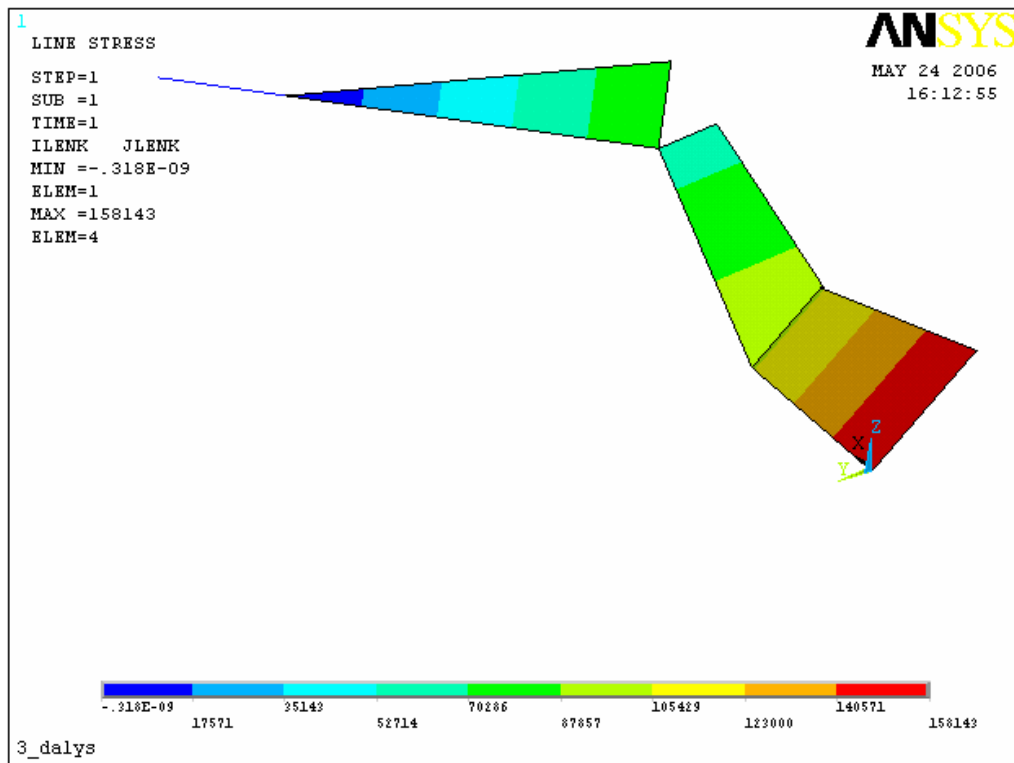
Trijų ir devynių elementų vairo konstrukcijoje atsirandančių sukimo ir lenkimo momentų grafikai, esant apkrovai $F = 600 N$, pateikti 4.2 pav. ir 4.3 pav.

Trijų ir devynių elementų vairo tampriai plastinio modelio įtempimų s_i pasiskirstymo grafikai, esant apkrovai $F = 600 N$, pateikti 4.4 pav.

Trijų ir devynių elementų vairo konstrukcijoje atsirandančios plastinės zonos, esant apkrovai $F = 600 N$, grafikai pateikti 4.5 pav.

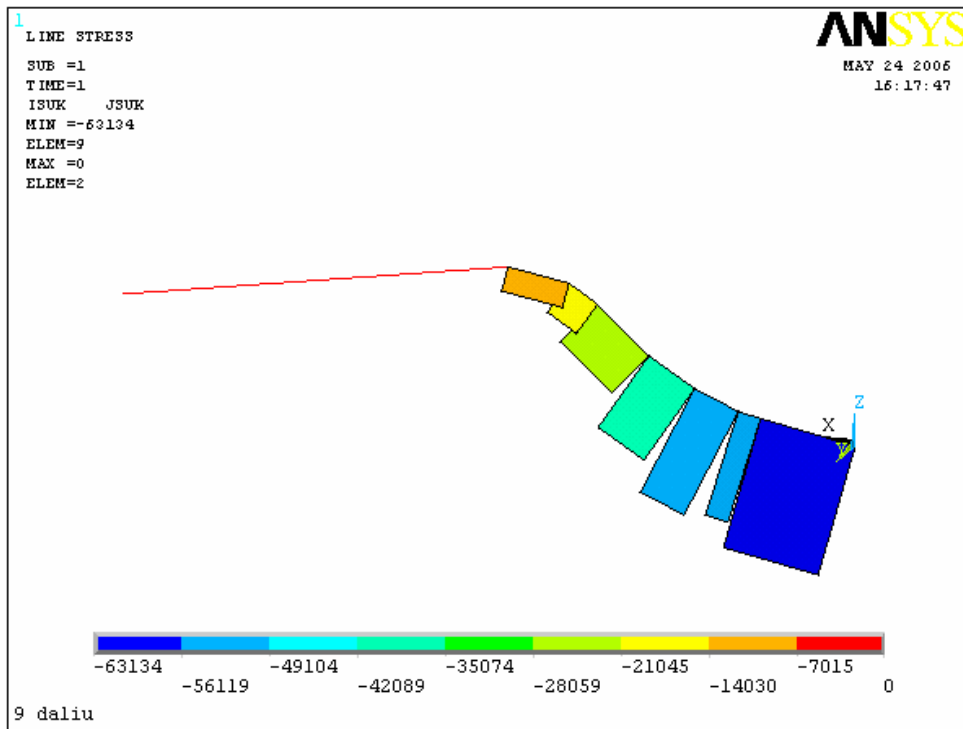


a)

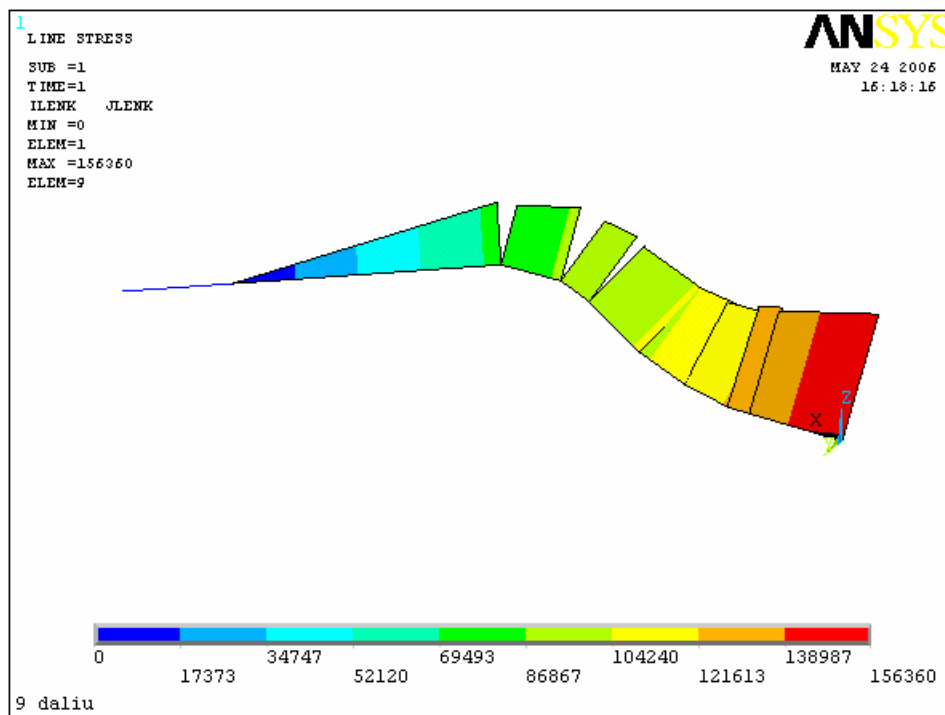


b)

4.2 pav. Momentų pasiskirstymas trijų elementų modelyje, kai $F = 600$ N: a) – sukimo momentai; b) – lenkimo momentai

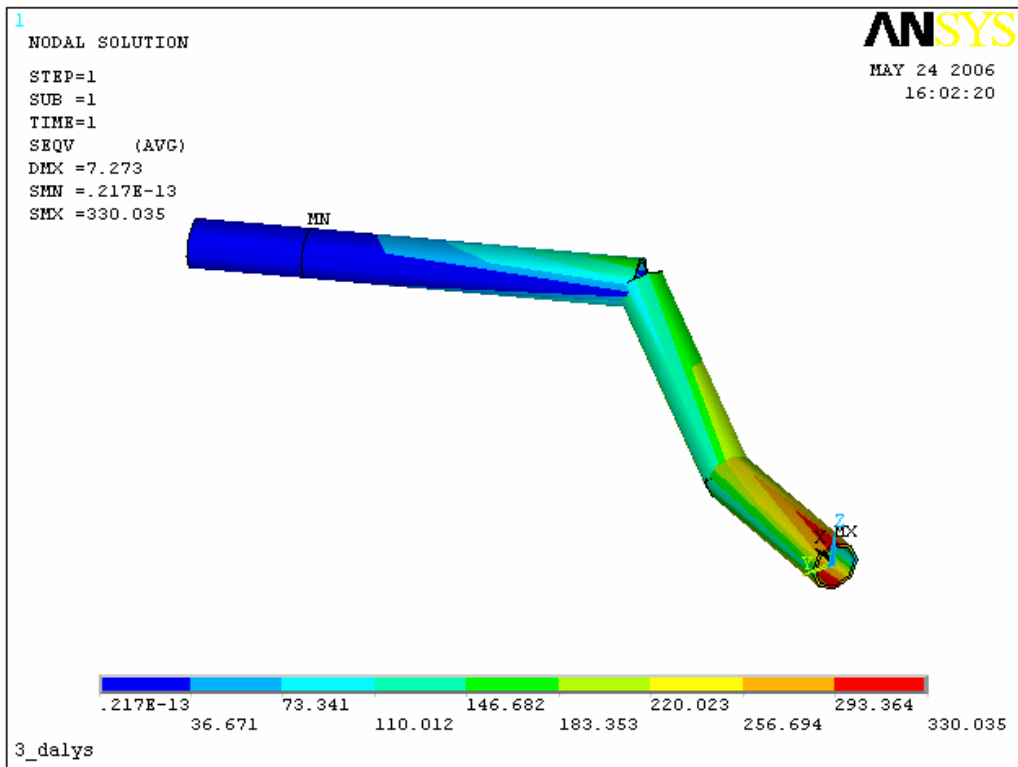


a)

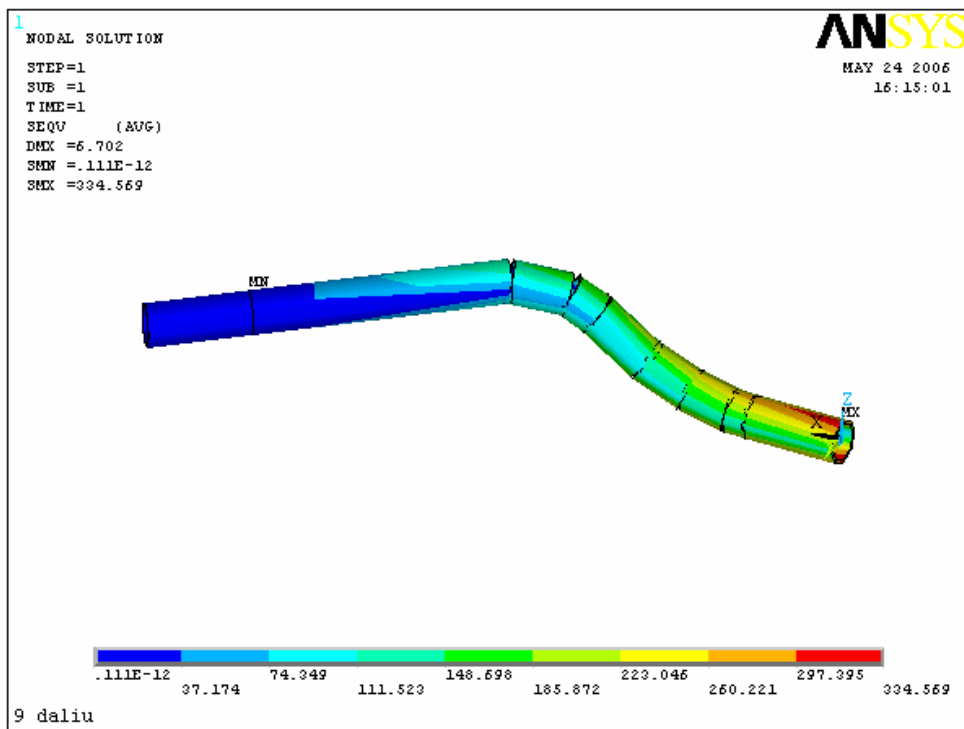


b)

4.3 pav. Momentų pasiskirstymas devynių elementų modelyje, kai $F = 600$ N: a) – sukimo momentai; b) – lenkimo momentai



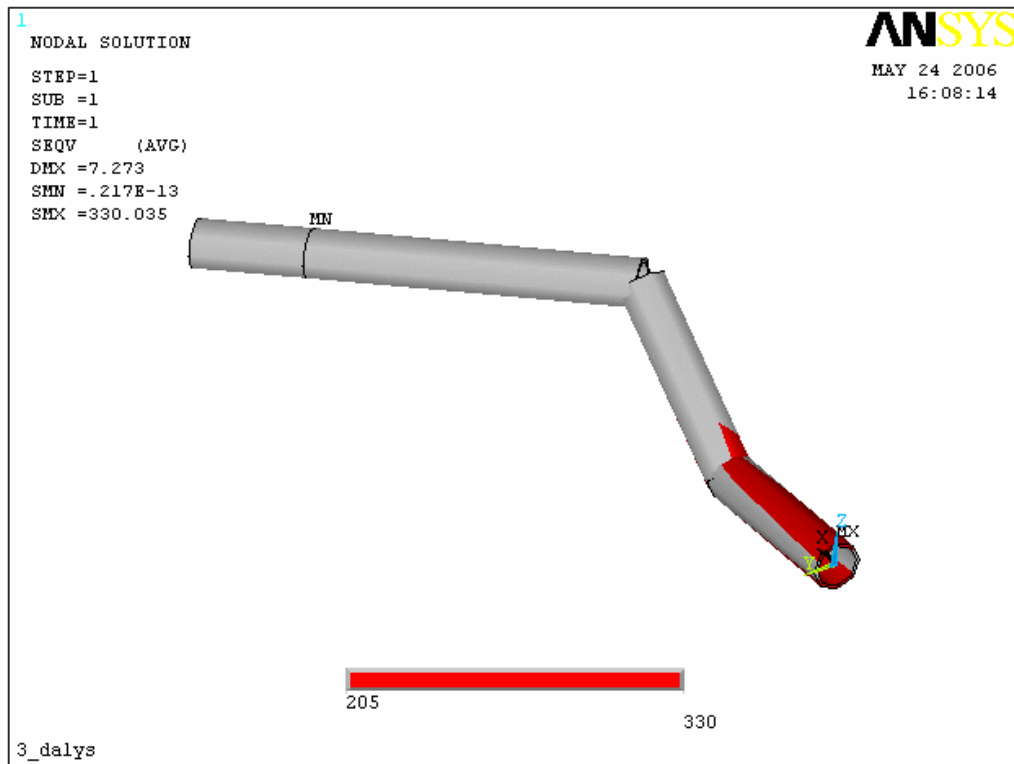
a)



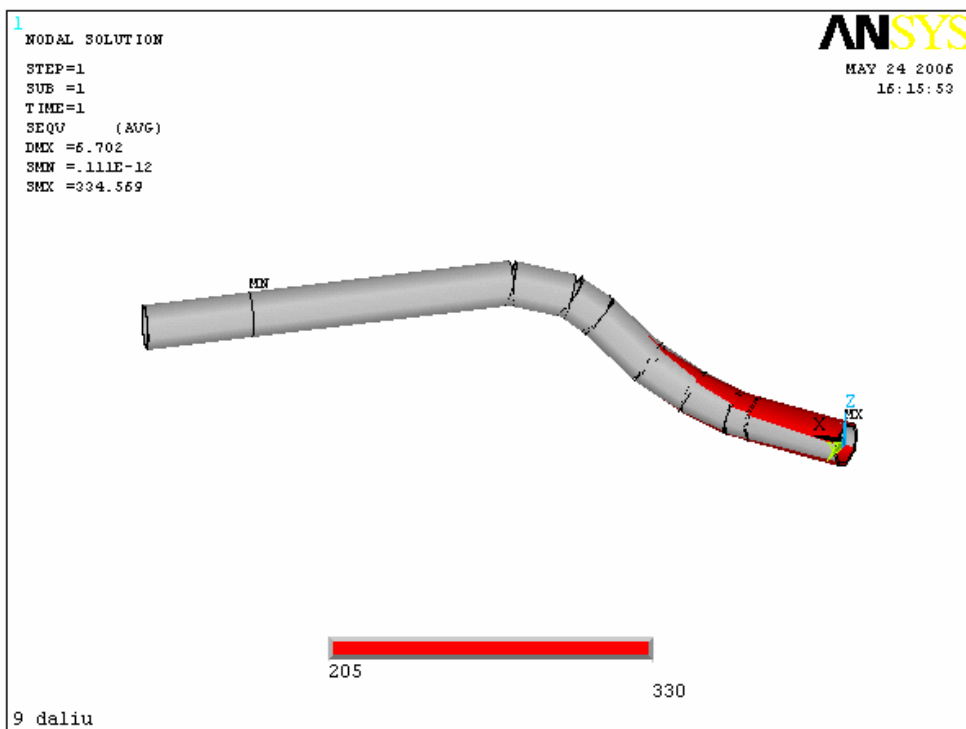
b)

4.4 pav. Įtempimų S_i pasiskirstymas trijų (a) ir devynių (b) elementų modelyje, kai

$$F = 600 \text{ N}$$



a)



b)

4.5 pav. Plastinio deformavimo zona (pažymėta raudonai) trijų (a) ir devynių (b) elementų modelyje, kai $F = 600 \text{ N}$

4.4. Eksperimentinių ir skaičiavimo duomenų palyginimas

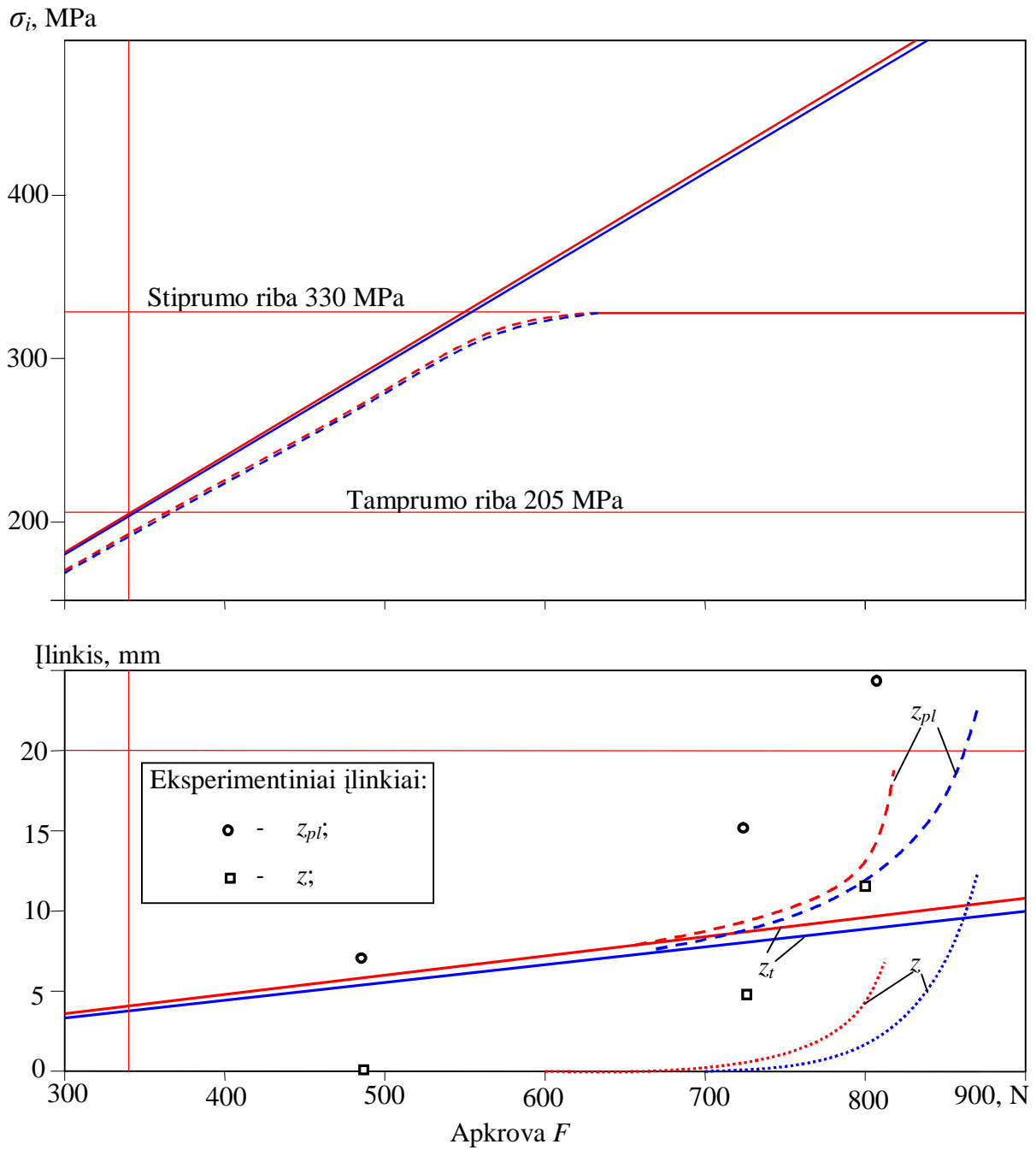
Eksperimentinių ir skaičiavimo duomenų palyginimui buvo sudarytas grafikas, kuris pateiktas 4.6 pav. Jame pavaizduotos apskaičiuotos vairo atsirandančių didžiausių įtempimų s_i ir vairo galo įlinkių z_i , z_{pl} ir z priklausomybės nuo apkrovos F kreivės, naudojant trijų ir devynių elementų modelį. Duomenų palyginimui, grafike taip pat atidėti bandymų metu nustatyti vairo įlinkių z_{pl} ir z taškai.

4.6 pav. grafikas parodo, kad devynių elementų modelio taikymas duoda geresnį eksperimentinių taškų ir teorinių kreivių sutapimą. Didesnių apkrovų srityje paklaidos išauga. Pvz., apkrovimų srityje $F = -486,8$ N, eksperimentiniai ir teoriniai rezultatų paklaida neviršija 25 %. Esant apkrovai $F = -730$ N, paklaida jau sudaro 40 %, o kai $F = -778$ N – paklaida viršija 50 %.

Paklaidos galėjo atsirasti dėl to, kad skaičiavimuose buvo naudojama netiksliai schematizuota deformavimo kreivė, taip pat galimi ir vairo vamzdžio skersmenų pokyčiai. Taip pat neįvertinta ir tvirtinimo vieta, kurioje papildomai atsiranda įtempimų koncentratorius.

Gauti rezultatai parodo, kad vairas atitinka ir vokiško ir prancūziško standarto reikalavimus paprastam vairui. Visureigiam ir kalnų dviračiui toks vairas netinka, kadangi tiek skaičiavimu, tiek bandymu parodyta, kad $F = -1000$ N apkrovos poveikis jį smarkiai deformuoja (sulenkia).

Eksperimentiniu būdu ir atliekant skaičiavimus nustatyta, kad nagrinėjamo tipo vairo liekamieji galo įlinkiai, esant apkrovai $F < -880$ N, neviršija 20 mm. Nežiūrint į gautus rezultatus, keisti vairo ruošinio vamzdžio ir jo medžiagos parametrus netikslinga, kadangi apkrovos atžvilgiu gauta atsarga (teorinė – 30 %, eksperimentinė – ≈ 26 %) yra optimali. Be to, reikia atsižvelgti ir į tai, kad toliau vairas turi atlaikyti dinامينius ir kitus bandymus.



4.6 pav. Vairo didžiausių įtempimų σ_i ir įlinkių z_i , z_{pl} ir z priklausomybės nuo apkrovos dydžio grafikai (mėlynos linijos – 3 elementų modelis; raudonos linijos – 9 elementų modelis)

IŠVADOS

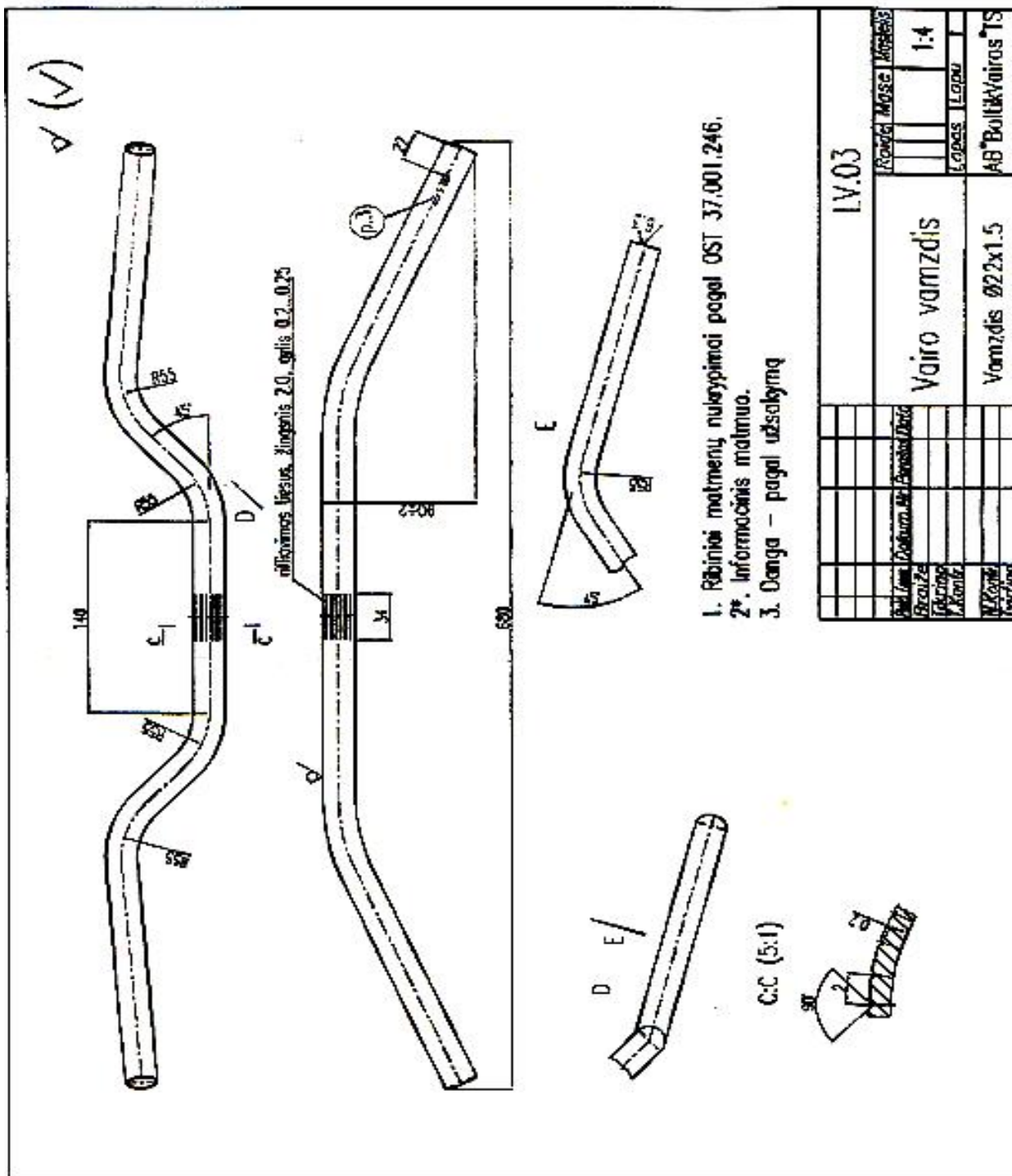
1. Darbe sudaryta skaičiavimo metodika, kuri gali būti naudojama modeliuojant statinį dviračio vairo apkrovimą ir nustatant jame atsirandančius įtempimus bei įlinkius.
2. Darbe pateiktas vairo tampriai plastinis baigtinių elementų modelis, leidžia tiksliau įvertinti nagrinėjamos konstrukcijos apkrovimą, lyginant su analitiniu tyrimu tamprumo ribose.
3. Tiek teoriniai, tiek eksperimentiniai duomenys parodo, kad vairas atitinka ir vokiško ir prancūziško standarto reikalavimus paprastam vairui. Nagrinėjamas vairas neatitinka standartų reikalavimus, keliamus visureigiams ir kalnų dviračiams.
4. Vairo ruošinio vamzdžio ir jo medžiagos parametrus keisti netikslinga, kadangi apkrovos atžvilgiu gauta atsarga (teorinė – 30 %, eksperimentinė – ≈ 26 %) yra optimali.

LITERATŪRA

1. DIN 79100: 2000. Dviračiai - saugumo technikos reikalavimai ir tikrinimas.
2. AFNOR NF R30-020: 1998. Dviračiai, visureigiai (kalnų) dviračiai, vaikiški dviračiai.
Saugos reikalavimai ISO 4210: 1996. Dviračiai - saugumo reikalavimai dviračiams.
3. D. Paluckas. Dviračio elementų stiprumo ir standumo tyrimas. Magistro darbas. ŠU TF. 2002. 51 psl.
4. Barauskas R. Baigtinių elementų metodo pagrindai.
5. http://computing.ee.ethz.ch/sepp/ansys-6.0-bo/Hlp_E_PIPE16.html
6. Pavaras A., Žvinys J. Plienai. Kaunas. Technologija. 1995. 416 psl.
7. Bražėnas A. Tamprumo ir plastiškumo teorijos pagrindai. – vadovėlis. ŠU leidykla, 2003, 194 psl.
8. <http://www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys/IT/NonLinearMat/NonLinearMat.html>

PRIEDAI

1 PRIEDAS



Vaire atsirandančių įtempimų, deformacijų ir įlinkių reikšmės, apskaičiuotos naudojant trijų elementų modelį

Apkrova	Tamprus modelis			Tampriai plastinis modelis			Liekamieji poslinkiai, mm
	F, N	S_i, MPa	e_i	z_t, mm	S_i, MPa	e_i	z_{pl}, mm
342	205	0,00146	4,5	210,8	0,00137	4,528	≈ 0
500	300	0,00195	6,06	281	0,00183	6,038	
600	360	0,00234	7,21	330	0,0022	7,25	
650	390	0,0025	7,8	330	0,0024	7,85	0,05
700	420	0,00273	8,4	330	0,00269	8,57	0,17
750	450	0,00293	9,01	330	0,003	9,32	0,31
800	480	0,00312	9,6	330	0,0034	10,1	0,5
850	510	0,0033	10,21	330	0,0043	11,52	1,31
900	540	0,0035	10,8	330	0,0057	13,58	2,78
950	570	0,0037	11,4	330	0,0087	18,48	7,08
970	582	0,0038	11,6	330	0,0116	23,4	11,8
978	587	0,00381	11,75	330	0,0137	27,14	15,4

Vaire atsirandančių įtempimų, deformacijų ir įlinkių reikšmės, apskaičiuotos naudojant devynių elementų modelį

Apkrova	Tamprus modelis			Tampriai plastinis modelis			Liekamieji poslinkiai, mm
	F, N	S_i, MPa	e_i	z_t, mm	S_i, MPa	e_i	z_{pl}, mm
342	223,2	0,00145	4,166	209,1	0,00136	4,2	≈ 0
500	297	0,00194	5,5	278	0,0018	5,58	
600	357	0,0023	6,66	330	0,00217	6,7	
650	387	0,0025	7,22	330	0,00135	7,3	0,08
700	416	0,0027	7,77	330	0,00262	7,8	0,13
750	446	0,0029	8,33	330	0,0029	8,5	0,17
800	476	0,0031	8,88	330	0,00325	9,2	0,32
850	506	0,0033	9,44	330	0,0041	10,43	1
900	536	0,00348	10	330	0,0085	15,3	5,3
910	565	0,0037	10,1	330	0,011	17,94	7,84
912	577	0,0037	10,13	330	0,015	22,4	12,3