

STROJNIŠKI

VESTNIK 12

JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

strani - pages 565 - 610

ISSN 0039-2480 . Stroj V . STJVAX

cena 800 SIT

1. Sočasno inženirstvo v teoriji in praksi

Concurrent Engineering in Theory and Practice
2. Simulator vožnje vozila pri mejnem
zdrs

A Vehicle Skidding Simulator
3. Dinamična analiza deformiranja
cestne varnostne ograje pri naletu
vozila

Dynamic Analysis of a Road-
Restraint System's Deformation
Resulting from a Vehicle Impact
4. Oblikovanje dirkalnika

Developing a Racing Car

Inovativna avtomobilska tehnologija 03
Innovative Automotive Technology 03



Vsebina

Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering
letnik - volume 49, (2003), številka - number 12

Razprave

- Kopač, J.: Sočasno inženirstvo v teoriji in praksi
Veber, B., Fajdiga, M.: Simulator vožnje vozila pri
mejnem zdrsu
Vesenjak, M., Ren, Z.: Dinamična analiza
deformiranja cestne varnostne ograje pri
naletu vozila
Pehan, S., Kegl, B., Pogorevc, P.: Oblikovanje
dirkalnika

Strokovna literatura

Osebnosti

Navodila avtorjem

Papers

- 566 Kopač, J.: Concurrent Engineering in Theory and Practice
575 Veber, B., Fajdiga, M.: A Vehicle Skidding
Simulator
Vesenjak, M., Ren, Z.: Dynamic Analysis of a Road-
586 Restraint System's Deformation Resulting
from a Vehicle Impact
593 Pehan, S., Kegl, B., Pogorevc, P.: Developing a
Racing Car

607 Professional Literature

608 Personal Events

609 Instructions for Authors

Sočasno inženirstvo v teoriji in praksi

Concurrent Engineering in Theory and Practice

Janez Kopač

Prispevek je osredotočen na glavne strategije, principe, procese, prakse, tehnologije in ljudi, ki se nanašajo na sočasno inženirstvo. S tem obsega osnovne organizacijske faktorje, orodja, metodologije, računalniško podprte analize in prototipiranje. Še vedno običajen, zaporeden pristop k razvoju izdelka v veliko proizvodnih podjetjih zamenjuje sodoben sočasen pristop. Za doseganje najboljših učinkov morajo biti vsi glavni prepletajoči elementi od trženja, proizvodnega menedžmenta, nabave, proizvodnje in kakovosti prav tako sočasni.

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: inženirstvo sočasno, načrtovanje izdelkov, konstruiranje izdelkov, oblikovanje virtualno)

This paper focuses on the main strategies, principles, processes, practices, technologies and people related to concurrent engineering (CE). In this way it describes the major CE organizing factors, tools, methodologies, computer-aided analysis and prototyping. The common approach to product development, still used by many manufacturing companies, is based on the sequential principle and is being replaced by the contemporary concurrent approach. To achieve the best results all key cross-functional elements from marketing, product management, purchasing, manufacturing engineering and quality must be concurrent as well.

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: concurrent engineering, product development, product design, virtual design)

0 UVOD

Popolni razvoj kakovosti pomeni nov postopek razvoja konkurenčnih izdelkov in vsebuje najboljše razvojne, vodstvene, strateške in skupinske elemente. Rezultati se kažejo v zmanjšanju razvojnega časa, zmanjšanju stroškov, povečani kakovosti in raznolikosti izdelkov ter v končni fazi v zadovoljstvu kupca. Z opisano filozofijo želimo doseči boljše načrtovanje izdelkov in tudi hitrejšo proizvodno spremembo. Hiter odziv na povpraševanje tržišča dosežemo s spremljanjem zahtev kupca, razvojem robustnih tehnologij in uvajanjem osnovnih načel sočasnega inženirstva tako s tehničnega kakor tudi vodstvenega vidika. Tako je sočasno inženirstvo nova razvojna metodologija, ki vodi k boljšemu razvoju in izboljši produktivnost [2].

S skrajševanjem cikla obstojnosti izdelkov se intenzivnost uvajanja novih izdelkov neprestano povečuje. Pravočasnost dobave izdelka in njegovo zanesljivo delovanje pomenita poleg cene enega ključnih elementov za konkurenčnost na trgu.

Agresivni razvoj podpirajo računalniki, ki ob uporabi orodij sočasnega inženirstva omogočajo hitro obdelavo informacij s hkratno povezavo vseh sodelujočih v verigi načrtovanja in vodenja proizvodnje novega izdelka [3].

0 INTRODUCTION

Total-quality development is the modern way of developing competitive products, and combines the best development, management, strategy and teamwork. The resulting improvements are reflected in a reduced development time, a reduction in all costs, higher quality and increased product variety. Together, these improvements increase customer satisfaction. The described philosophy achieves many benefits, from better product planning to a faster transition to production. A rapid time-to-market is achieved by listening to the voice of the customer, developing robust technology and employing basic concurrent engineering (CE), from the technical and management points of view. Hence, CE refers to a new development methodology, which leads to better development and increases productivity [2].

The shortening of a product's life cycle increases the rate at which new products are introduced. The on-time delivery of products and their reliability are, together with price, the key factors affecting a product's competitiveness.

Aggressive product development is computer aided and employs various CE tools for fast information processing, which is simultaneously linked to all cooperating areas in a chain for product planning and shop-floor control [3].

Sodobno podjetje se srečuje s celo vrsto računalniških in podatkovnih sistemov. Različna programska oprema zagotavlja velik korak v smeri poenotenja in učinkovitega obvladovanja informacij. Pokrivajo pa tudi pretežno vsa področja razvoja, od zasnove do priprave za proizvodnjo, pa tudi od zamisli do reciklaže izdelka. Model hrani razvoj svojega nastanka, vsaka izmera je parameter, zato so spremembe preproste [1].

1 SOČASNO INŽENIRSTVO

V primerjavi z običajnim načinom razvoja izdelkov, pri katerem si posamezne razvojne dejavnosti projekta sledijo zaporedno, je temeljna zamisel sočasnega inženirstva hkratno izvajanje različnih razvojnih dejavnosti, kar vidno prispeva k skrajšanju razvojnega kroga (sl. 1). Sočasno inženirstvo se nanaša na načrtovanje dejavnosti s poudarkom na razvoju izdelka in proizvodnje, z namenom skrajšati čas prihoda izdelka na trg ter znižati njegove razvojne, proizvodne in druge stroške [3].

Pospešen razvoj izdelkov in njihovo dinamično uvajanje na trg je privedlo do novih spoznanj pri načrtovanju novih izdelkov. Eden od načinov, kako skrajšati razvojno fazo novega izdelka je torej poznan kot osnutek sočasnega inženirstva, ki ga razumemo kot vključevanje in časovno hkratno uvajanje tako razvoja izdelka kakor tudi postopka njegove izdelave. Pomembno vlogo v tem razvoju ima računalniško podprto konstruiranje izdelka ter načrtovanje izdelovalne tehnologije. S tem je načrtovalcem izdelka in tehnologije omogočeno vnaprejšnje preverjanje ustreznosti izbranih rešitev, še preden je izdelek fizično izdelan. Na podlagi odkritih razmerij je zato mogoče pravočasno izvesti ustrezne popravke na izdelku/postopku ter s tem neposredno vplivati na skrajševanje izdelovalnih časov in stroškov.

Temelj sočasnega inženirstva pomeni razvojna skupina strokovnjakov, ki je seznanjena s tem, kako njihove odločitve vplivajo na razvojno pot izdelka. Strokovnjaki, ki takšno skupino sestavljajo, morajo misliti splošno in se ves čas zavedati, kakšne posledice bodo imeli morebitni ukrepi na končni izdelek oz. na njegovo razvojno pot, s čimer se zmanjša tudi število predelav osnutka izdelka. Pri tem je eden od temeljev sočasnega inženirstva zagotavljanje zgodnjega prepletanja razvojnih funkcij, ki omogočajo manjše spremembe, ki se jih izvesti z majhnimi stroški v kratkem času.

Za izrabo temeljnih prednosti sočasnega inženirstva moramo:

- začeti z izvajanjem nalog takoj, ko je mogoče;
- uporabiti bistvene informacije takoj, ko je mogoče;
- omogočati sodelovanje posameznikov in skupine pri definiranju (za)danih nalog;
- enotno izvajati odločitve, ki se nanašajo na načrtovanje, proizvodnjo in podporne dejavnosti;
- določati trajne odločitve;
- vzpostaviti zaupanje med člani skupine;

Contemporary enterprises deal with numerous computer-data systems. Various software packages ensure uniformity and effective information control; they also cover all fields of development, from concept to production planning and from idea to product recycling. The model that contains its history specifies each dimension as a parameter, which means that modifications are simple to make [1].

1 CONCURRENT ENGINEERING

In comparison with traditional product design, with its successive project-design activities, concurrent engineering (CE) is based on the idea of the simultaneous execution of design activities, which leads to a significant shortening of the development cycle (Figure 1). CE refers to design activities that are focused on product development and production, which lead to a faster product transition to the market and a reduction in manufacturing and overall costs [3].

Rapid product design together with its dynamic introduction to the market leads to new cognition in product design. One of the ways of reducing the time of the product-development cycle is known as the concept of simultaneous engineering, which integrates the simultaneous implementation of the product and manufacturing development. Computer-aided design (CAD) and computer aided manufacturing (CAM) have an important role in the above-mentioned development. CA methods enable the product and production planners to check the appropriateness of selected solution varieties in advance. On the basis of known relations we are able to carry out all the necessary corrections to a product/production process in time, which has a direct influence on the manufacturing time and on the reduction of costs.

The development team forms a CE basis and is aware of a decision's influence on the product development. Team experts should deliberate globally and be aware of the product outcome after the eventual arrangement. In this way the amount of concept remodelling can be reduced. CE ensures early development function crossings, which always enable minor modifications that can be implemented in a short time and at low cost.

The major benefits of CE stem from a few principles:

- Start all tasks as early as possible
- Utilize all relevant information as early as possible
- Empower individuals and teams to participate in defining the objectives of their work
- Make single decisions for design, production and field-support activities
- Make lasting decisions
- Develop trust among team members

- skušati doseči skupno soglasje;
- uporabljati jasen sočasni postopek.

Najboljši sočasni inženiring je uresničen z načrtovanjem proizvodnje in podpornih dejavnosti zgodaj, hkrati z načrtovanjem izdelka. Sočasni postopek ima pet glavnih prednosti:

- hiter začetek načrtovanja proizvodnje in podpornih dejavnosti;
- možnosti sočasnih kompromisov znotraj načrtovanja, proizvodnje in logistike;
- olajšana obdelovalnost zaradi dobrega načrtovanja;
- člani proizvodnih in podpornih oddelkov razumejo načrtovanje in pripomorejo k izboljšavam;
- število prototipnih ponavljanj je zaradi izboljšanega načrtovanja zmanjšano.

Nadaljnje izboljšave za večjo konkurenčnost se poleg sočasnega postopka, ki ga uvaja večfunkcijska skupina, nanašajo na:

- osredotočenje na kakovost, stroške in dobavo;
- poudarek k zadovoljnjemu kupcu;
- poudarek konkurenčnosti.

Izboljšave skupinskega sodelovanja pa se nanašajo na:

- združevanje večfunkcijske skupine;
- vključitev zaposlenih in udeležb v vodenju;
- strateške povezave med dobavitelji.

Poglavitno načelo sočasnega inženirstva tako temelji na povezovanju metodologij, postopkov, ljudi, raznih uporabniških orodij in metod za podporo razvojne poti izdelka. Sočasno inženirstvo vključuje vse interakcijske povezave različnih individualnih skupin, ki so lahko porazdeljeni. S tem omogoča dejansko in popolno komunikacijo med njimi, ker lahko v istem trenutku obstaja npr. več različnih tehničnih zasnov, ki morajo biti organizirani in rešljivi hkrati. Prednosti sočasnega inženirstva so tako v delitvi in izmenjavi informacij ter vključevanju hkratnih pogledov na različne faze izdelka.

Učinkovitost sistema zagotavljajo močne informacijske povezave na vseh stopnjah med izdelovalcem in končnim uporabnikom. Za čim večjo učinkovitost in uspešnost sočasnega inženirstva morajo dejavnosti samega postopka potekati čim bolj vzporedno. Dejavnosti morajo biti merljive, s čimer lahko sprotno odkrivamo napake še preden zaidejo v končni izdelek, saj z njihovim pravočasnim odkrivanjem v končni fazi močno zmanjšamo nepotrebne stroške. Nezaželenim konstrukcijskim spremembam se izogibamo z ustreznimi metodologijami sočasnega inženirstva, ki se nanašajo na:

- kakovost (metode za zgodnje odkrivanje napak in posledic, razvitje funkcij kakovosti itn.);
- organizacijo (projektne skupine strokovnjakov);
- tehnologijo (RPN, RPI, hitra izdelava prototipov, navidezne simulacije itn.).

Stroški projekta se bistveno zmanjšajo zaradi:

- izmenjav koristnih informacij,
- zmanjšanja števila prototipov,

- Strive for team consensus
- Use a visible concurrent process

In the best form of CE, the design of the production and of the field support starts early, concurrently with the design of the product. This has five major benefits:

- The development of the production and field support has an early start
- Trade-offs occur among design, production and logistics at the same time
- Good design for manufacturability is facilitated
- The production and field-support teams gain a clear understanding of the design and are committed to its success
- Prototype iterations are reduced because of the mature design

Additional improvements beyond CE for quality enhancement carried out by a multifunctional product-development team are related to:

- Focus on quality, cost and delivery
- Emphasis on customer satisfaction
- Emphasis on competitive benchmarking

The improvements to cooperation are:

- The integration of a multifunctional product-development team
- Employee involvement and participative management
- Strategic relationships with suppliers

The fundamental CE principle is thus based on the integration of methodologies, processes, individuals, various software and product-development support. CE includes all the interactions between different teams, which can be distributed. Thus enables effective and total team communication, as there could be additional different technical concepts, which have to be organised simultaneously. CE precedence is related to information partition and exchange along with the inclusion of a simultaneous view of the different product phases.

System effectiveness is ensured by strong information connections at all levels between the manufacturer and the end user. The activities of effective and successful CE should run as parallel as possible. They have to be measurable in order to detect errors before they appear in the end product. Thus timely error detection drastically reduces unnecessary costs. Unwanted design modifications can be avoided with appropriate CE methodologies related to:

- Quality (failure mode and effects analysis FMEA, quality function development QFD, etc.)
- Organisation (project teams)
- Technology (CAD, CAM, rapid prototyping, virtual simulations, etc.)

Project costs are significantly reduced as a result of:

- Exchange of useful information
- Reduction of the number of prototypes

- sodelovanja in usposobljenosti vseh udeleženih pri projektu,
 - uporabi modernih računalniških programskih tehnologij (izdelave modelov RPN, simulacij obdelav, reoloških analiz itn.),
 - uporabi ustreznih obdelovalnih strojev.
- Sočasno inženirstvo je torej postopek, ki vsebuje:
- močno izmenjavo informacijskih podatkov,
 - ponovljen postopek prenove in preoblikovanja,
 - postopek stroškovnih analiz za optimizacijo,
 - dokumentiranje vseh danosti postopka.

1.1 Organizacijski dejavniki sočasnega inženirstva

Usposobljeni člani projektnih skupin sestavljajo interdisciplinarno projektno skupino in so dobro seznanjeni s prednostmi projekta in izpostavljajo tveganja in kompromise glede na zastavljene cilje. Za združevanje različnih stopenj znanja brez pomembnega poseganja v organizacijsko strukturo podjetja se zamenjava rotacija delovnih mest, ki pripomore k uspešnosti podjetij (sl. 2). Projektno usmerjeno podjetje se je zmožno bolj dinamično odzivati na zahteve trga kakor podjetje z običajno organizacijsko strukturo [4].

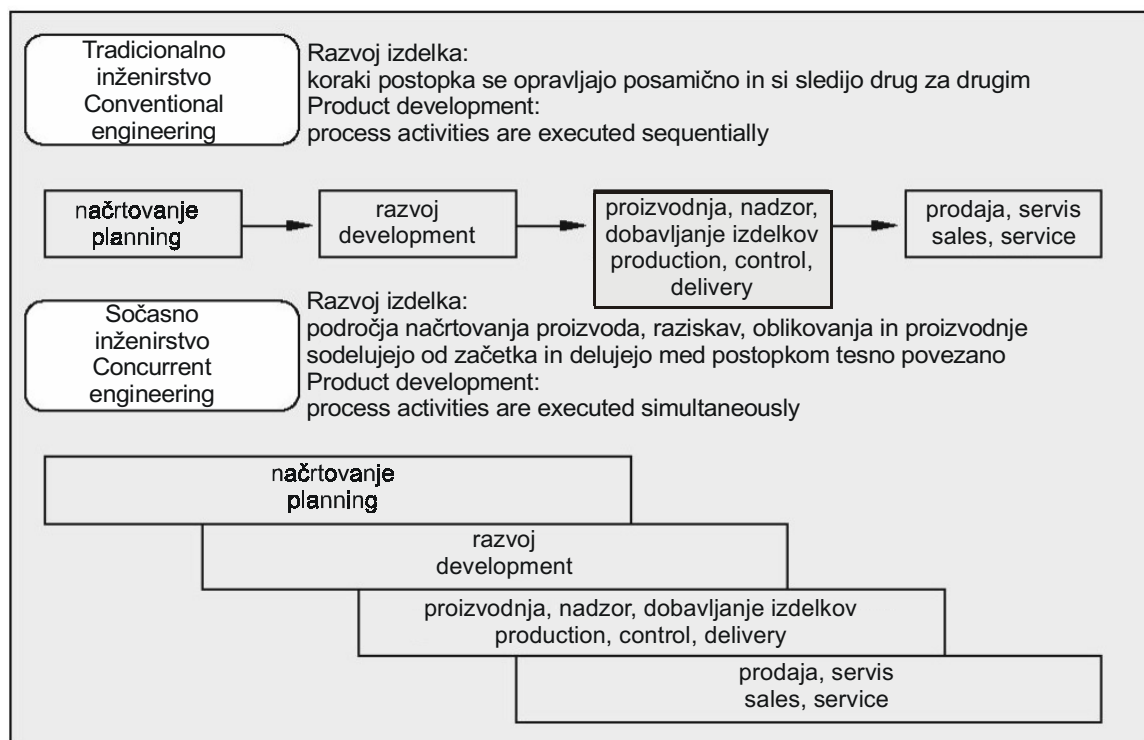
Koordinacijo funkcij, prepoznavanje in reševanje funkcijsko-organizacijskih problemov opravlja organizacijsko osebje, ki mora zagotavljati učinkovit prenos informacij med funkcionalnimi enotami podjetja. Izvedba sočasnega inženiringa je

- Cooperation and competency of team members
 - Employment of contemporary CAE tools (CAD modelling, process simulations, rheology analysis, etc.)
 - Employment of suitable machine-tools
- CE is, therefore, a process that contains:
- Strong information exchange
 - Iterative process of re-design and modification
 - Cost analysis and cost optimisation
 - Documentation of all process entities

1.1 CE organisation factors

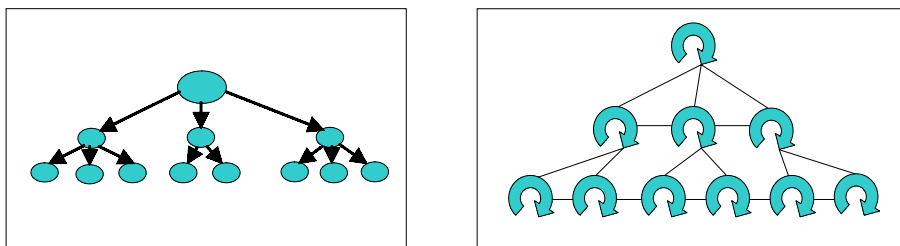
Competent team members form an interdisciplinary project group and are well acquainted with the project's priorities, which help them to set out risk and compromises relating to the planned objectives. The integration of different knowledge levels without any substantial interference in the organisational structure is achieved with workplace rotation, which consequently enhances the success of the enterprise (Figure 2). A project-oriented enterprise is capable of a dynamic response to market demands, which is not the case with enterprises that have a conventional organisational structure.

The organisation's personnel ensure effective data transfer between the enterprise's functional units and coordinates all the necessary functions, recognises and solves functional-organisation problems. CE execution is team-based. The CE project is a



Sl. 1. Primerjava običajnega in sočasnega inženirstva

Fig. 1. A comparison of conventional engineering and concurrent engineering



Sl. 2. Običajna in projektno usmerjena organizacijska struktura
Fig. 2. Conventional and project-oriented organisational structure

projektna. Projekt sočasnega inženiringa je sklenjen postopek izvajanja med seboj logično povezanih dejavnosti z namenom doseganja vnaprej postavljenega cilja. Za izvajanje dejavnosti so potrebni ljudje z ustreznim znanjem in drugi viri. Primerna organizacijska struktura za učinkovito projektno vodenje je matrična organizacija.

1.2 Orodja sočasnega inženirstva

Orodja sočasnega inženirstva so pravzaprav posamezni deli, s katerimi si lahko pomagamo pri vzpostavljanju in pospeševanju sočasnega inženirstva, ki pa je v samem bistvu pravzaprav organizacijski prijem.

Obstaja cela vrsta različnih orodij, postopkov in informacijskih podpor, ki so v pomoč uvedbi sočasnega inženirstva. Naloga skupine, ki uvaja ali pospešuje sočasno inženirstvo, pa je, da zna uporabiti prava orodja na pravi način, s čimer doseže organizacijske izboljšave dela ter s tem hitrejša postopke.

Naj naštejemo nekatera od orodij načrtovanja in organiziranja:

- Razvoj funkcij kakovosti (RFK - QFD);
- Metode projektnega vodenja in informacijska podpora projektnemu vodenju; multidisciplinarni timi, itn.;

concluded process of the execution of logically connected activities with the intention of achieving previously planned objectives. Implementation of the activities requires personnel with appropriate knowledge and other resources. The appropriate organizational structure for effective project management is a matrix organisation [4].

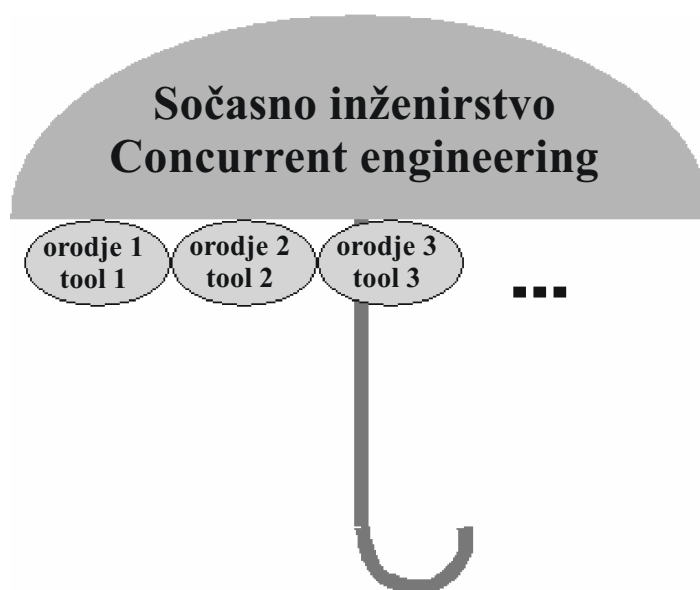
1.2 Concurrent-engineering tools

Concurrent-engineering tools represent individual support for the reestablishment and acceleration of CE, which refer to the organisational method.

There are a large number of tools, methodologies and information support that help to implement CE. The team task for the introduction and acceleration of CE is to employ suitable tools in the right manner in order to achieve work-organisation improvement and faster processes.

Let us list some of the tools for the design and organisation:

- QFD (Quality Function Deployment)
- Team-management methods and information support; multidisciplinary teams, etc.



Sl. 3. Orodja sočasnega inženirstva
Fig. 3. Concurrent-engineering tools

- Načrtovanje za ciljne stroške (NCS - DTC);
- Koncept nadzorovanja konvergence (KNK - Con-Con);
- Sistem za podporo skupinskemu odločanju (SPSO - GDSS).

Metode za modeliranje in izdelavo izdelka, kakor so:

- Načrtovanje za montažo (NZM - DFA);
- RPx (RPN/RPNI/RPI itd.). Nove metode konstruiranja izdelka in simulacij (integrirane računalniške analize);
- Različni načini hitre izdelave prototipov.

Metode za modeliranje procesov (delno vključene že v zgornji točki), ki obsegajo:

- Proizvodne analize (PA - MA).

Metode za povečevanje kakovosti celotnega kroga:

- Analiza možnih napak in njihovih posledic (AMNINP - FMEA).

Informacijska podpora izmenjavi informacij:

- Računalniško podprto sodelovanje (RPS - CSCW); npr. Lotus Notes platforma;
- Podatkovni standardi, baze znanja, povezave.

V nadaljevanju bi izvzeli tri široko uporabna in preverjena orodja, ki jih podjetja običajno uporabijo, če želijo napredovati na področju sočasnega inženirstva:

- metode za konstruiranje izdelka,
- integrirane računalniške analize,
- izdelavo prototipov.

1.3 Metode za konstruiranje izdelka

Za podporo kakovostnega razvoja izdelka poznamo več metod konstruiranja:

- konstrukcija za proizvodnjo; optimizacija obsega z upoštevanjem vseh proizvodnih omejitev, s čimer zmanjšamo število sestavnih delov, uporabljamo standardizirane dele itn.,
- konstrukcija za kakovost; integrirana v sistem konstruiranja,
- konstrukcija za stroške; obvladovanje stroškovnih elementov in stroškovna analiza,
- konstrukcija za montažo; optimizacija stroškov montaže izdelka,
- konstrukcija za zanesljivost; zagotavlja zanesljivost v skladu s zahtevanimi specifikacijami.

1.4 Integrirane računalniške analize

Računalniško podprto načrtovanje izdelkov in postopkov postaja ključna integrirana tehnologija za racionalizacijo. S tem se izognemo časovno in stroškovno potratnemu izvajanju preskušanj. To t.i. navidezno inženirstvo sestoji iz treh glavnih področij:

- navidezno oblikovanje (konstrukcija, RPN),
- navidezna izdelava (simulacije postopkov),
- navidezno preizkušanje (analize z MKE).

1.4.1 Navidezno oblikovanje

V zadnjem času so se zelo razvile posebne tehnike, ki omogočajo navidezni razvoj izdelka.

- DTC (Design to Target Cost)
- Con-Con (Controlled Concept Convergence)
- GDSS (Group Decision Support System)

Methods for modelling and product manufacturing:

- DFA (Design for Assembly)
- CAx (CAD / CAPP / CAM, etc.). New methods of product design and simulation (integrated computer analysis)
- Various methods of rapid prototyping (RP)

Methods for process modelling (partly included in the above listing) include:

- MA (Manufacturing Analysis)

Methods for overall quality improvement:

- FMEA (Failure Mode and Effect Analysis)

Information support for information exchange:

- CSCW (Computer Supported Cooperative Work); e.g. Lotus Notes platform
- Data standards, knowledge bases, linkage.

In the following proceeding we would like to emphasise three widely employed and verified tools, which are commonly used by enterprises that strive to make progress in the field of concurrent engineering:

- Methods of product design
- Integrated computer analysis
- Prototyping

1.3 Methods of product design

Quality product development is supported with various design methods:

- Design for production; optimisation of the production range with a consideration of all manufacturing constraints, which reduces the number of product components and apply standardised components
- Design for quality; integrated in the design system
- Design for costs; control of cost elements and cost analysis
- Design for assembly; product-assembly cost optimisation
- Design for reliability; reliability assurance in terms of required specifications

1.4 Integrated computer analysis

The computer-aided design of products and processes is becoming a key process- integrated technology for overall rationalisation and helps to avoid the time and cost of wasteful tests. The so-called virtual engineering comprises three main areas:

- Virtual design (design, CAD)
- Virtual manufacturing (process simulation)
- Virtual testing (FEM analysis)

1.4.1 Virtual design

Recent developments in virtual software techniques enable virtual product development,

Prostorski 3D model RPN pri tem igra glavno vlogo, saj rabi kot vhodni podatek za vsa nadaljnja vrednotenja. 3D model v digitalni obliki je mogoče prek različnih standardnih vmesnikov, ki omogočajo prikaz podatkov v različnih sistemih RPN, uporabiti kot vhodne podatke za nadaljnje analize in izdelavo orodij in priprav. Modelirati je mogoče tako posamezne dele kakor celotne, kompleksne sestave.

1.4.2 Navidezna izdelava

Pod navidezno izdelavo razumemo predvsem simulacije postopkov. Da pridobimo čas, že med samo izdelavo računalniškega 3D modela izdelamo analizo izdelave. S postopkovnimi simulacijami lahko že vnaprej analiziramo različne tehnološke parametre, ki pomembno vplivajo na kakovost izdelka. V primeru brizganih izdelkov iz termoplastov za analizo brizganja uporabimo programsko opremo, ki omogoča predhodno analizo polnjenja kalupa orodja. Nameni analize so naslednji:

- simulirati vpliv oblike konstrukcije na postopek brizganja (analizira se čas brizganja, temperature in tlaki v orodju, mesta nastajanja hladnih spojev, usmerjenost vlaken);
- ugotoviti optimalno lego in izmere dolivka;
- optimirati geometrijsko obliko izdelka glede doseganja ustreznih rezultatov pri brizganju;
- določiti krog za izdelavo in s tem neposredno stroške dela;
- optimirati izdelavo orodja (temperiranje, hladilni kanali);
- izogniti se slabi kakovosti izdelka (čez deformacije, zvijanje);
- nadzor parametrov izdelave (kakovost izdelka).

Analize so iterativnega značaja, zato močno vplivajo na oblikovanje in spremembe izdelka. Izdelava

which is based on a 3D CAD model, used as the input data for further evaluations. By using different standardized interfaces, a digitalized 3D model can be represented in various CAD formats. Moreover, the model is used for subsequent analysis and tool manufacturing. Virtual modelling may be referred to a particular component and complex assembly modelling.

1.4.2 Virtual manufacturing

Virtual manufacturing means process simulation. Time saving can be achieved with simultaneous machining analysis, conducted as early as the 3D modelling. Process simulation enables the advanced analysis of technological parameters, which significantly affect product quality. In the case of thermoplastic injection-moulding the process analysis is conducted with software that enables a preliminary analysis of mould filling. The goals of such an analysis are:

- Simulation of the designed shape's influence on injection moulding (injection time, mould temperature and pressure, locations of cold junctions, fibre orientation)
- Assessment of the optimum location and the dimension of the influx
- Product-geometry optimisation for adequate injection moulding
- Injection-moulding cycle and costs determination
- Tool-making optimisation (tool temper, cooling channels)
- Avoidance of inadequate product quality (excessive deformations, folding)
- Control of process parameters (product quality)

The process analysis is iterative, hence it has a significant influence on product design and



Sl. 4. Simulacija časa zapolnjevanja orodja pri brizganju in analiza izdelka z MKE

Fig. 4. Simulation of filling time in injection moulding and FEM analysis

kakovostne analize zahteva usposobljenega strokovnjaka, ki je sposoben smiselno povezati množico medsebojno odvisnih podatkov v optimalen rezultat.

1.4.3 Navidezno preizkušanje

Polimerni materiali se zaradi svojega nelinearnega obnašanja zelo razlikujejo od običajnih gradiv. Za analize je mogoče uporabiti običajne metode, vendar je pri tem treba vedeti, da je postopek primeren za razmeroma preproste geometrijske oblike in le za linearno elastično področje. Prav zaradi teh omejitev se je v praksi dobro izkazala uporaba metode končnih elementov, katere prednosti so:

- možnost obravnave zapletene geometrijske oblike,
- možnost nelinearne analize.

1.5 Izdelava prototipov

Spremembe oz. iteracije modela RPN so končane z rezultati vseh navideznih analiz, ki se nanašajo na tehnološki izdelave in reološke analize. Naslednja faza je izdelava prototipov. Ti naj bi bili po možnosti izdelani iz istega materiala kakor serijski izdelki. V ta namen pogosto izdelamo prototipna orodja, ki po navadi ne izkazujejo vseh lastnosti serijskih orodij, vendar zadostujejo, da na njih simuliramo postopke. Ta zadnja preizkusna faza je zelo pomembna, saj tu pridobimo še zadnje podatke za morebitne poprave na serijskih orodjih. Hkrati pa lahko preskusimo tako pridobljene izdelke in se prepričamo, ali ustrezajo naročnikovim specifikacijam. Morebitne spremembe lahko uporabimo in preverimo na prototipnem orodju. Tako lahko zagotovimo, da bo pri uvajanju izdelka v proizvodnjo nastalo kar najmanj težav. V prototipni fazi so spremembe tudi stroškovno veliko manjše od morebitnih sprememb na serijskih orodjih [6].

2 SKLEPI

Pospešen razvoj izdelkov in njihovo dinamično uvajanje na trg je privedlo do novih spoznanj pri načrtovanju novih izdelkov in tehnologij. Zaradi nenehnega povečevanja zahtev po kakovosti izdelka, po znižanju cen ter vedno krajših dobavnih rokov postaja delo razvojnih inženirjev čedalje težje. Izpolnjevanje zahtev trga na ustaljen način je postalo nemogoče. S konstruiranjem, ki temelji na sodobnih metodah, pa so te zahteve obvladljive.

Za natančnejši vpogled v postopkovna dogajanja vse bolj pogosto uporabljamo računalniško podprt inženiring (RPI). Na tem novem področju smo v zadnjem desetletju pričali izjemnemu napredku. Prednosti uporabe se s pridom izkoriščajo v namene skrajšanja izdelavnih časov, zmanjševanja stroškov, večanja produktivnosti, izboljševanja kakovosti in zanesljivosti postopkov. Na podlagi inženirskih

modifikacij. Quality analysis requires a competent expert who is capable of reasonable unifying of multiple correlating data into an optimum result.

1.4.3 Virtual testing

Because of their non-linear characteristics polymer materials are significantly different from conventional materials. Conventional analysis is limited, and only appropriate for, a simple product geometry and the domain of linear elasticity. Because of the mentioned constraints the FEM (Finite Element Method) is appropriate for practical applications. The FEM's advantages are related to:

- Ability to analyse complex product geometry
- Possibilities of non-linear analysis

1.5 Prototyping

CAD model iterations are concluded by the results of all virtual analyses that are related to manufacturing characteristics and rheology analyses. The next phase refers to prototyping. Prototypes should be made of the same material as the serial products. For this purpose we often make prototype tools, which usually do not demonstrate all the serial tools' characteristics. However, they are sufficient for the process simulation. This final phase of testing is very important because it supplies the final information for the eventual corrections to the serial tools. Simultaneously, we are able to test the properties of the products, which have to correspond to the buyer's specifications. Final modifications can be applied and tested on the prototype tool. In such a manner we are able to ensure a trouble-free product transition to production. Furthermore, all prototype modifications are significantly cheaper than the eventual modifications to the serial tools [6].

2 CONCLUSIONS

Accelerated product design and its dynamic introduction to the market have led to a new understanding of product and technology design. Due to the ever-increasing demand for product quality, cost reduction and a shortening of delivery times, the activities of design engineers are becoming more and more demanding. The fulfilment of market demands using conventional methods has become impossible. However, the use of contemporary design methods enables the fulfilment of these demands.

For a more accurate insight into a process, CAE tools are frequently used. In the last decade computer-aided engineering has made great advances. CAE's advantages are exploited in terms of production-time shortening, cost reduction, increasing manufacturing yield, quality improvements and increased process reliability. On the basis of engi-

projektov ugotavljamo, da se s postopnim uvajanjem sočasnega inženirstva kakovost izdelka močno izboljša.

Z izmenjavo koristnih in potrebnih informacij v sočasnem delovanju dejavnosti projekta se čas konstrukcije kot same izdelave končnega izdelka skrajša na najmanjšo mero. Pri tem je treba poudariti, da se brez ustreznega specifičnega znanja vseh sodelujočih pri projektu omenjenega skrajševanja projekta sploh ne da zamisliti. Usposobljenost vseh posameznikov je tu lahko bistvenega pomena. Ključni pomen imajo tudi stroški, ki morajo biti najmanjši. Pri tem so stroški od zamisli do izdelka značilno manjši, popravki med postopkom pa eksponentno zmanjšajo celotne spreminjevalne stroške. To pa v veliki meri zagotavlja uporaba sočasnega inženirstva.

Obvladovanje proizvodnje zapletenih sodobnih izdelkov je označena s stopnjo organiziranosti razvojne skupine in proizvodnje. Strokovne skupine, ki skrbijo za uvedbo sočasnega inženirstva, so dandanes pod velikim pritiskom, kako razviti izdelek boljših zmogljivosti, večje zanesljivosti, s čim nižjo ceno, v čim krajšem dobavnem času. Z ustreznimi programskimi orodji in inženirskim znanjem, ki temelji na podlagi modela ter optimizacije, zagotovimo najmanjše število popravkov.

neering projects we are able to conclude that the gradual introduction of concurrent engineering can greatly improve product quality.

The useful and necessary exchange of information in concurrent project activities results in reducing the time of design and manufacturing of the product to a minimum. It should, however, be stressed that a prerequisite for project-time reducing is related to an adequate specific knowledge of all the team members. Their competence could be essential. Costs are very important, they must be minimized. Costs, from the idea to the product, are significantly smaller; and corrections during the process exponentially reduce the overall modification costs. Cost minimisation is ensured by concurrent-engineering employment.

Control of the production of complex contemporary products is characterised by the level of the development team and the manufacturing organisation. CE teams are nowadays under pressure, which refers to the demands for enhanced product efficiency and reliability, combined with the demands for reduced prices and a short delivery time. Minimal modifications can be ensured by the use of appropriate software and engineering knowledge based on models and optimisation.

3 LITERATURA

3 REFERENCES

- [1] ProEngineer software for CAD/CAM/CAE/PMD(PLM); news://comp.cad.pro-engineer/
- [2] Clausing, D. (1994) Total quality development: a step-by-step guide to world-class concurrent engineering; ASME Press.
- [3] Ribbens, J. (2000) Simultaneous engineering for new product development: manufacturing applications, John Wiley & Sons, Inc.
- [4] Milavec, D. (2003) Design and technology tool production process using concurrent engineering, graduate work No.802, Faculty of Mechanical Eng., Ljubljana, Slovenia.
- [5] Pogačnik, M., S. Stefancic (1998) Computer aided project management, 14th World Congress on Project Management.
- [6] Dolinšek, S., S. Ekinović, J. Kopač, M. Dolinšek (2003) Introduction of DMILS rapid tooling technology into Slovenian industry. 9th International Scientific conference on production engineering, CIM 2003, Lumbarda, Korčula, June 05/06, Croatian association of production engineering, I-029 - I-036.

Avtorjev naslov: prof.dr. Janez Kopač
Fakulteta za strojništvo
Univerza v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
janez.kopac@fs.uni-lj.si

Authors Address: Prof.Dr. Janez Kopač
Faculty of Mechanical Eng.
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia
janez.kopac@fs.uni-lj.si

Prejeto: 29.9.2003
Received:

Sprejeto: 12.2.2004
Accepted:

Odprto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Simulator vožnje vozila pri mejnem zdrsu A Vehicle Skidding Simulator

Boštjan Veber - Matija Fajdiga

Usposabljanje poklicnih voznikov zahteva njihovo pripravo na kritične vremenske razmere v prometu (dež, sneg ali poledenelo cestišče). V teh razmerah je koeficient trenja med plaščem vozila in podlago bistveno manjši kakor v običajnih razmerah. Silo sojemanja je mogoče nadzorovano spreminjati z uporabo simulatorja zdrsa vozila. Ta deluje po načelu zmanjševanja pravokotne sile z dvigom kolesa vozila in s tem posledično zmanjševanja sile sojemanja pri nespremenjenem koeficientu trenja. Krmilni sistem na podlagi merjenja pravokotne sile na kolesu omogoča nadzorovano simuliranje zdrsa vozila. Prispevek predstavlja konstrukcijske rešitve posameznih sklopov simulatorja.

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: simulatorji vožnje, zdrsavanje vozil, krmiljenje zdrsa, rešitve konstrukcijske)

To qualify professional drivers for critical driving conditions, like rain, snow, and slippery ice, a skidding simulation is required. Using a skidding simulator it is possible to control the traction force of a vehicle. The traction force can be reduced by decreasing the normal force between the vehicle's wheels and the ground by lifting the vehicle's wheels, while the friction coefficient remains unchanged. In order to control the skidding simulator a new control system for the simulator was introduced. The system is based on measuring the normal force. This paper presents the design solutions for the individual parts of the simulator.

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: vehicle simulator, skidding, slip control systems design solutions)

0 UVOD

Usposabljanje poklicnih voznikov terja tudi pripravo na kritične vremenske razmere v prometu (dež, sneg ali poledenelo cestišče) z uporabo simuliranih razmer zdrsa vozila. Neprilagojena hitrost vožnje in napačno ravnanje v takšnih razmerah lahko vodita do izgube nadzora nad vozilom. Kritične vozne razmere je mogoče poustvariti z umetnim zmanjševanjem koeficienta trenja z uporabo izrabljenih plaščev na posebni drsni prevleki vozišča in s polivanjem podlage z vodo [1]. Ta način simuliranja skrajnih razmer pri vožnji je nevaren. Nimamo nadzora nad zdrsom vozila, potrebne so velike hitrosti in ni mogoče ustaviti poskusa v primeru nevarnosti.

Drug način zmanjševanja sile sojemanja med plaščem in podlago je mogoč z uporabo simulatorja zdrsa vozila [2]. Simulator zdrsa deluje po načelu zmanjševanja pravokotne sile med plaščem in podlago in s tem posledično sile sojemanja pri nespremenjenem koeficientu trenja. To dosežemo z dvigom s kolesa vozila skupaj z obeso.

Glavni namen raziskovalnega dela je razvoj naprave in nadzornega sistema, ki omogoča nadzorovan zdrs vozila. S takšnim simulatorjem želimo doseči slabši prenos vzdolžnih in prečnih sil s plašča na podlago, kar vodi do hitrejšega zdrsa plašča v zavoj ali pri zaviranju.

0 INTRODUCTION

To qualify professional drivers for critical driving conditions, like rain, snow, and slippery ice, a skidding simulation is required. The high speeds and the mistakes made by the driver under these conditions can result in a loss of control over the vehicle. Critical traffic conditions can be simulated by deliberately decreasing the friction coefficient with a special skidding coating or by watering the driving area [1]. These methods are dangerous, however, because we do not have control over the simulation, high speeds are needed for the test and it is impossible to abort the test in the case of unexpected danger.

An alternative way to control the skidding simulation is by using a vehicle skidding simulator. The traction force can be reduced by decreasing the normal force [2]. This is achieved by lifting the wheels of the vehicle, while the friction coefficient remains unchanged.

Our goal is to develop a device that enables the vehicle to slip in a controlled fashion. With this device a weaker transfer of the longitudinal forces (acceleration, braking) and the transversal

Tako lahko simuliramo razmere pri vožnji po mokrem ali poledenelem vozišču, oljnih madežih ali lužah (akvaplaning), oziroma ko z delom vozila zapeljemo na podlago z drugačnim koeficientom sojemanja [3]. Tako lahko simuliramo pojav prekrmljenja ali podkrmiljenja vozila. Hitrosti vožnje pri simulaciji so manjše od običajnih, pri katerih prihaja do zdrsa na testnih poligonih [1]. Namen simulatorja je nadzorovano simuliranje skrajnih voznih razmer za testiranje različnih delov vozila (varnostni sistemi, pogonska veriga). Znanе rešitve sistema za nadzor zdrsa uporabljajo kot nadzomo veličino višine dviga kolesa vozila. V našem primeru smo uvedli nadzor z merjenjem pravokotne sile med pnevmatiko in podlago.

Prispevek v prvem delu predstavlja poglobljeno načelo delovanja simulatorja zdrsa, v nadaljevanju opisuje nov način nadzora zdrsa vozila, nato pa podaja konstrukcijske rešitve zaznavnega dela krmilnega sistema, nosilnega okvira in načina vpetja simulatorja na obese vozila. Na koncu so podani sklepi in predlogi za nadaljnje delo.

1 NAČELO DELOVANJA SIMULATORJA ZDRSA

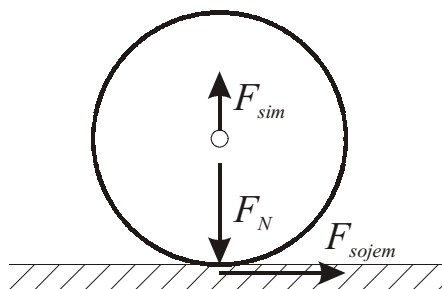
Pri vožnji sila sojemanja med plašči vozila in voziščem zagotavlja prenos vzdolžnih sil (pospeševanje, zaviranje) in prečnih sil (vztrajnostna sila pri vožnji v ovinku) z vozila na podlago. Velikost sile sojemanja med plaščem in podlago F_{sojem} je odvisna od koeficienta trenja μ [4] in pravokotne sile na podlago F_N (1):

$$F_{sojem} = \mu \cdot F_N \quad (1).$$

Silo sojemanja lahko zmanjšamo tako, da zmanjšamo koeficient trenja med plaščem in podlago ([5] do [7]). To lahko dosežemo s posebno drsno prevleko vozišča z manjšim koeficientom trenja in z dodatnim polivanjem podlage z vodo.

Druga možnost zmanjšanja sile sojemanja med plaščem in podlago, je zmanjšanje pravokotne sile na podlago (2). Z dvigom posameznega kolesa vozila ali pa celotne karoserije vozila se del normalne sile prenese na prosto gibljiv voziček simulatorja F_{sim} (sl. 1):

$$F_{sojem} = \mu \cdot (F_N - F_{sim}) \quad (2).$$



Sl. 1. Zmanjšanje sile sojemnja z zmanjšanjem pravokotne sile na kolesu vozila
Fig. 1. The reduction of the normal force the result of a reduction of the traction force

forces (grip when cornering) between the tyre and the surface is achieved. Almost all critical traffic conditions can be reproduced (rain, snow, slippery ice, oil spills and aquaplaning) [3]. Understeering and oversteering can also be simulated. The required vehicle speeds for the simulation are lower than normal skidding speeds, and known solutions for the skidding conditions' control system use vertical displacements as the controlled quantity. In our case, the skidding conditions are controlled by the normal force between the tyre and the driving terrain.

This paper begins with a presentation of the basic working principle of the skidding simulator, which is followed by a description of the new control system. After the introduction of the control system, proposals for the design of individual parts of the skidding simulator are given in an illustrated form. Finally, some conclusions are drawn and there are some suggestions for future work.

1 THE BASIC WORKING PRINCIPLE

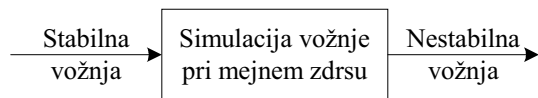
Longitudinal forces (acceleration, braking) and transversal forces (grip when cornering) are transferred from the vehicle to the ground by the traction forces between the tyre and the driving surface. The magnitude of the traction force F_{sojem} depends on the friction coefficient μ [4] and the normal force F_N (1):

The traction-force reduction can be achieved by decreasing the friction between the tyre and the driving surface by means of a special skidding coating on the surface ([5] to [7]). Additional watering is also required.

The second option is a reduction of the traction force by decreasing the normal force F_N (2). One part of the normal force is transmitted to the skidding simulator by lifting the vehicle's wheels or the entire chassis F_{sim} (Fig. 1.):

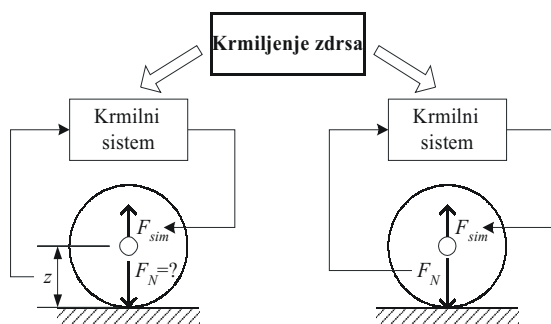
2 KRMILJENJE ZDRSA VOZILA

S simulatorjem zdrs želimo stabilno vozilo nadzorovano spraviti v stanje nestabilne vožnje (sl.2).



Sl. 2. Simulacija vožnje vozila pri mejnem zdrs

Zdrs kolesa vozila je mogoče krmiliti na podlagi višine dviga kolesa ali na podlagi merjenja normalne sile med kolesom in podlago (sl. 3).



Sl. 3. Dva načina krmiljenja zdrsa kolesa ([2] in [9])

Zaradi neznane prenosne funkcije med plaščem in pravokotno silo (sl. 4) ni smotno meriti višino dviga kolesa [2]. Razvili smo postopek z merjenjem pravokotne sile med plaščem in podlago na samem nosilnem okviru simulatorja zdrs. Konstrukcijska rešitev zaznavnega dela merjenja pravokotne sile je predstavljena v naslednjem poglavju prispevka.

3 KONSTRUKCIJA SIMULATORJA ZDRSA VOZILA

3.1 Nosilni okvir

Pri zasnovi simulatorja zdrs je predvidena uporaba testnega vozila Renault safrane 2.2 RT. Nosilni okvir je glavna komponenta simulatorja

2 SLIP CONTROL

The smooth motion of the vehicle can be destabilized by the controllable vehicle skidding simulator (Fig. 2.).

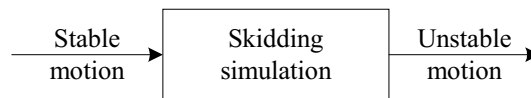


Fig. 2. The skidding simulation

Wheel slip can be controlled by the lift height or by the normal force between wheel and the driving terrain as a controlled quantity (fig. 3):

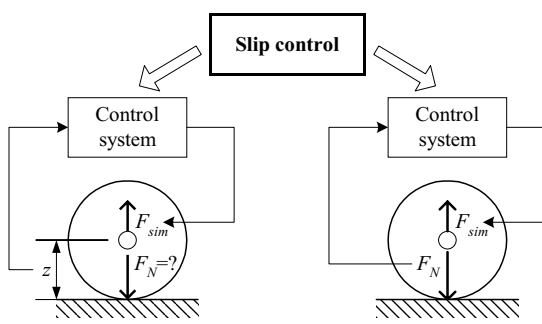


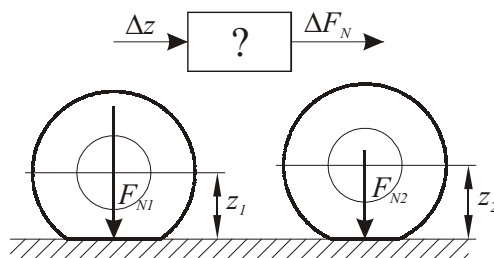
Fig. 3. Wheel slip control ([2] and [9])

Because of an unknown transfer function between the tyre and the normal force (Fig. 4) it is not appropriate to measure the lift height [2]. A measuring system for the normal force on a supporting frame was developed as a part of a new approach to control vehicle slip. The design of the load cell is presented in the next section.

3 DESIGN OF THE VEHICLE SKIDDING SIMULATOR

3.1 Supporting frame

A Renault Safrane 2.2 RT was used as the test vehicle. The supporting frame is the basis of the vehicle skidding simulator. The normal force F_N is



Sl. 4. Prenosna funkcija med višino dviga kolesa in pravokotno silo
Fig. 4. Transfer function between the wheel lift height and the normal force

zdrsa vozila. Prek okvira se del pravokotne sile F_{sim} na kolesu vozila prenese na prosto vrtljivo tekalno kolo simulatorja. Okvir povezuje glavne sklope simulatorja, kakor so tekalna kolesa z dviznim mehanizmom in vpenjala na obesah vozila. Na podlagi zahtev je izbrana konstrukcija okvira simulatorja iz profilov kvadratnega prereza 90×90 mm in debeline stene 4 mm (sl. 5). Izbrana oblika nosilnega okvira ne ovira vstopanja v vozilo, ponuja manjšo težo (170 kg) in s tem manjši vpliv simulatorja na vozne lastnosti vozila. Konstrukcija nosilnega okvira simulatorja je razstavljiva na posamezne sklope, kar omogoča preprosto montažo in transport. Izvedba ima značilnosti modularne konstrukcije, kar omogoča dobro prilagodljivost različnim tipom osebnih vozil. Ponuja tudi večje možnosti prilagajanja različnim načinom vpetja vozila na simulator in možnost izvedbe mesta merjenja pravokotne sile. Pomanjkljivost tega osnutka je, da so tekalna kolesa nameščena zunaj osi koles vozila (sl. 5).

Pri trdnostnem nadzoru konstrukcije okvira ([9] in [10]) smo obravnavali obremenitveni primer, ko so kolesa simulatorja obrnjena navzven in je okvir obremenjen z največjo predvideno silo 6600 N na vseh štirih pritrdiščih. Največji povprečni 22 mm se pojavi na skrajnih koncih glavnih prečnih nosil, pri tem je deformacija okvira podana relativno na vozilo (sl. 6). Povprečni povprečni ne vpliva na funkcijo simulatorja, ker je izravnani s krmilnim sistemom na podlagi merjenja pravokotne sile na kolesu vozila.

3.2 Konstrukcija zaznavala pravokotne sile na kolesu vozila

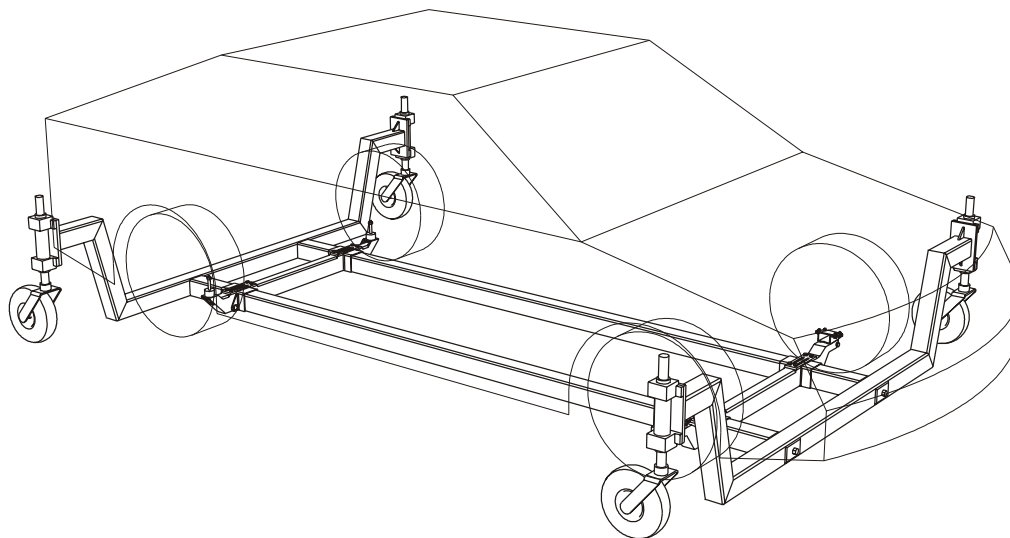
Lega tekalnih koles simulatorja ima zanemarljiv vpliv na obremenitev konzolnega dela nosila preme. Zaradi pomanjkanja prostora pod

transmitted from the vehicle wheel over the supporting frame to the auxiliary wheels on the skidding simulator. The supporting frame links together all the major parts of the simulator: the auxiliary swinging wheels, a lifting mechanism and the connection joints on the vehicle suspension. The frame is made from tubular steel profiles with a square-shaped cross-section $90 \times 90 \times 4$ mm (Fig. 5). The selected shape of the supporting frame must not make it difficult to get in or out of the car. The frame is lightweight (170 kg) and has only a small influence on the driving characteristics of the test vehicle. The frame can also be dismantled into its individual parts. This makes it easy to assemble and transport the simulator to other locations. Because of the simulator's design the skidding simulator and the connecting joints can be adjusted for different vehicle models. It is also possible to instal a load cell for measuring the normal force on the supporting frame. A negative aspect of this concept is the position of the simulator's auxiliary wheels, because they are not on the same axis as the vehicle's wheels (Fig. 5).

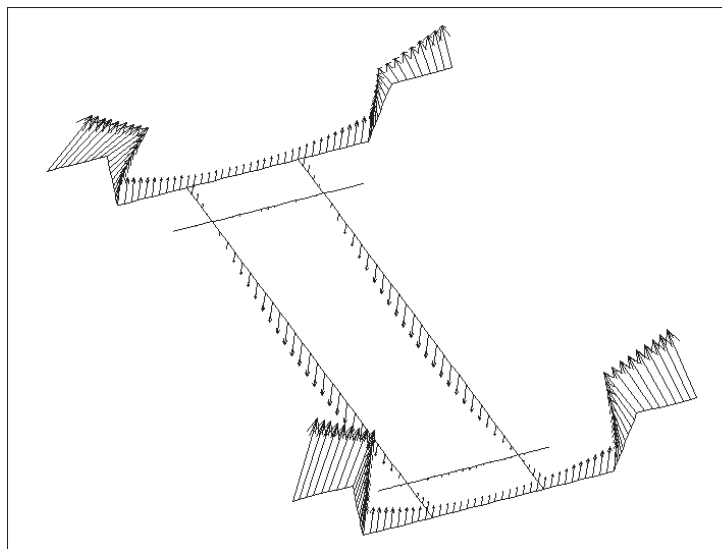
The strength of the frame was checked for the load case when all the auxiliary wheels of the skidding simulator are turned outwards ([9] and [10]). The frame was loaded with a force of 6600 N on all four connecting joints. This results in a maximum deformation of 22 mm on the end parts of the transversal beams (Fig. 6). This deformation is relative to the vehicle, so it does not have any influence on the key simulator function because the deformation is compensated by the control system that measures the normal force on the vehicle wheel.

3.2 Design of the load cell

The auxiliary wheel positions have a negligible effect on the load distribution on the console part of the frame. However, the available space under the



Sl. 5. Konstrukcija nosilnega okvira simulatorja vožnje vozila pri mejnem zdrsu
Fig. 5. Supporting frame design



Sl. 6. Vektorski prikaz povesa nosilnega okvira v mm
Fig. 6. Vectorial representation of the supporting frame deformation in mm

vozilom je najprimernejše merilno mesto na povezavi vzdolžnega nosila z nosilom preme (sl. 7). Silo merimo z merilno sondo za silo.

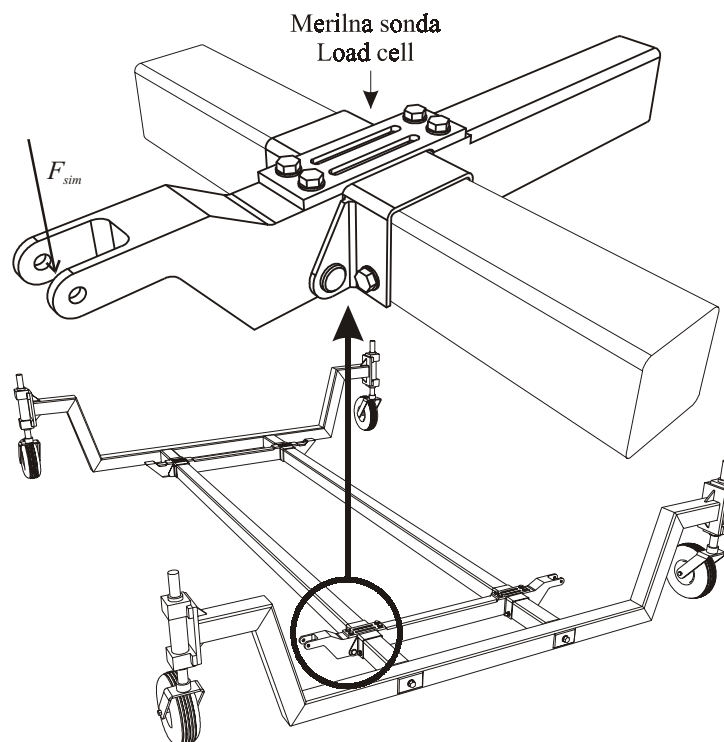
Pravokotno silo merimo z merilno sondo, izdelano iz pločevine, ki ima nalepljene merilne lističe proizvajalca HBM 3/120 XY 11, s katerimi merimo deformacijo enosnega napetostnega stanja (nateg), ki je na daljši dolžini nespremenljivo po prerezu (sl. 8).

Na merilno pločevino poleg glavne natezne obremenitve deluje tudi upogibni moment zaradi vzdolžnih sil na simulatorju (pospeševanje,

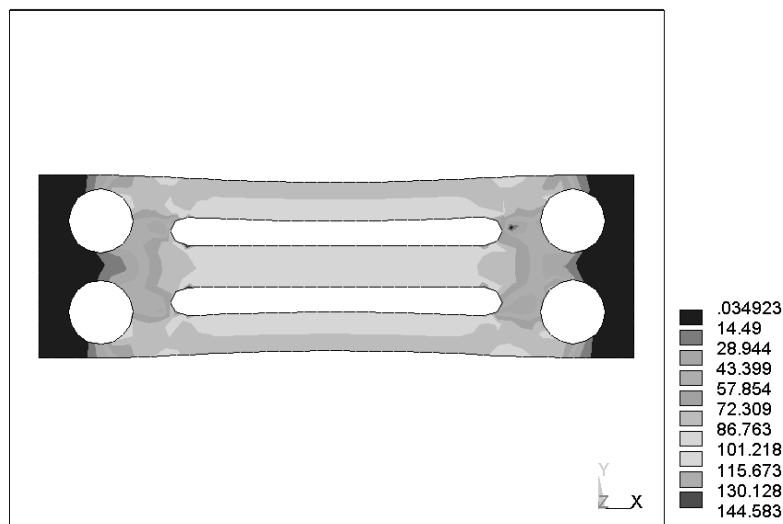
vehicle is limited. For this reason an appropriate place for measuring the normal force is the intersection of the longitudinal beam with a suspension holder (Fig. 7.). The force is measured with a tensometric load cell.

The load cell is made from a steel plate. The deformation of the plate is measured with strain gauges HBM 3/120 XY 11. The tensile stress is constant over the entire middle section of the load cell (Fig. 8.).

The load cell is also loaded with bending forces (xy plane) because of the longitudinal forces (acceleration, braking). There is also the bending



Sl. 7. Merilno mesto merjenja pravokotne sile kolesa F_{sim}
Fig. 7. Load cell for measuring the normal force F_{sim}



Sl. 8. Napetosti na merilni pločevini v MPa [9]

Fig. 8. Stress of the load cell in MPa [9]

zaviranje). Pojavi se tudi upogibna obremenitev zaradi togega vpetja merilne sonde na nosilni okvir. Vpliv upogibne deformacije je nadomeščen z ustrezno povezavo merilnih lističev. Konstrukcija merilne sonde ne odpravi vseh stranskih vplivov na merilno mesto. Vpliv trenja med sornikom in pušo ter med nosilnim rebrom in steno konzolnega dela profila zmanjšamo z mazanjem in distančnimi podložkami. Okoli merilnega mesta je veliko virov toplote, ki lahko vplivajo na meritev. Glavni vir toplote je topel zrak iz motorja, izpušni sistem in pljuski vode iz luž. Temperaturni vpliv na meritev nadomestimo s primerno vezavo uporovnih merilnih lističev. Merilna sonda je izpostavljena tudi poškodbam zaradi tujkov na vozišču (pesek) in poškodbam pri nepazljivi montaži. Zato merilne lističe zaščitimo z gumastim premazom.

3.3 Pritrditev simulatorja na obese vozila

Simulator vožnje avtomobila pri mejnem zdrsu je tako zasnovan, da omogoča neodvisno spreminjanje pravokotne sile med plaščem in podlago za vsako kolo posebej. To dosežemo s pritrditvijo simulatorja zdrsa na obese vozila in z izbiro ustrezne oblike veznega člena. Vezni členi morajo izravnati pomike med nosilnim okvirom simulatorja in podvozjem nosila (sl. 9).

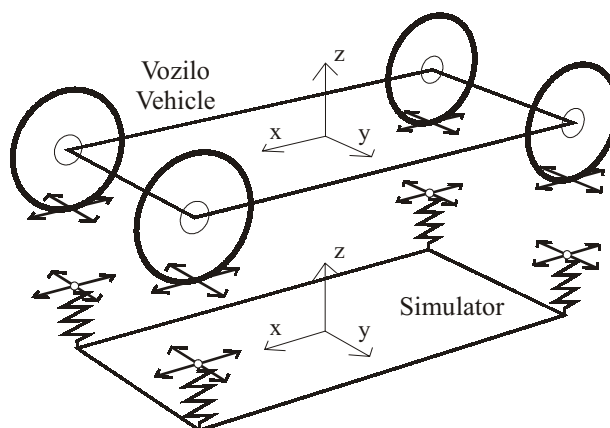
Glavni izziv je pritrditev togega okvira simulatorja na štiri neodvisne gibljive točke na podvozju vozila. Konstrukcija vpetja simulatorja na obese vozila je izvedena z elastičnim vpetjem (gumijeve vzmeti), ki izravnava pomike obes, prevzame normalno silo, določi lego simulatorja glede na vozilo in prenaša vzdolžne ter prečne sile iz simulatorja na vozilo. Guma je dober vibroizolator za nihanja simulatorja, ki so vzbujana z vožnjo prek neravnega cestišča in z dinamiko vožnje.

deformation in xz plane as a result of the rigid fixing of the load cell to the supporting frame. The influence of the bending is compensated for by a suitable connection of the strain gauges. All the side effects on the load cell are not eliminated with this design. In a joint between the console holder and the supporting frame some friction still exists, which can be reduced by lubrication and brushings. There are different causes for temperature changes close to the load cell, like the hot air from the engine or exhaust, or cold water from a puddle. The temperature influence is also compensated for by an appropriate connection of the strain gauges. The strain gauges are protected with a rubber coating against damage from small stones, from contact with the vehicle and from a careless assembly process.

3.3 Connecting joints between the frame and the suspension

The vehicle skidding simulator enables independent control of the normal force for each wheel. This goal is achieved by the shape of the connecting joint between the supporting frame and the vehicle suspension. These joints must be able to compensate for movements between the frame and the suspension (Fig. 9).

The major design challenge is to connect the rigid supporting frame with four independently moving points on the vehicle suspension. Elastic rubber brushes were used for the fixture joints. They were able to compensate for the suspension movements, to take over the wheel's normal force, to hold the frame position regardless of the vehicle motion, to transfer the longitudinal and transversal forces from the simulator back to the vehicle. The rubber is a good vibroisolator for vibrations that are excited by dynamic forces from rough terrain and driving dynamics.



Sl. 9. Pomiki koles vozila glede na elastično vpet simulator
Fig 9. Suspension movements and an elastic connecting joint of the supporting frame

3.3.1 Sprednje vpetje

Mesto vpetja simulatorja na roko sprednje obese ima velik vpliv na dejanskost simuliranja zdrsa vozila. Zaradi nagibanja vozila pri vožnji se spreminja nagib roke. Učinek gugalnice se pojavi v primeru, če pritrdišče simulatorja ni pod členkom roke. V tem primeru je dvig plašča odvisen od trenutnega nagiba vozila (sl. 10). Vpliv gugalnice pri sprednjem vpetju želimo čimbolj zmanjšati, zato smo prisiljeni izdelati pritrdišče v obodu platišča (točka B). Tu smo s prostorom zelo omejeni, ta je še dodatno omejen z obračanjem koles pri krmiljenju vozila (sl. 11).

Vozilo je na simulator pritrjeno z vpenjalom na roki sprednje obese. Na okrovu vpenjala je ležišče gumaste vzmeti, prek katere je z vijakom M12 povezano vozilo z vilicami konzolnega nosila simulatorja (sl. 12).

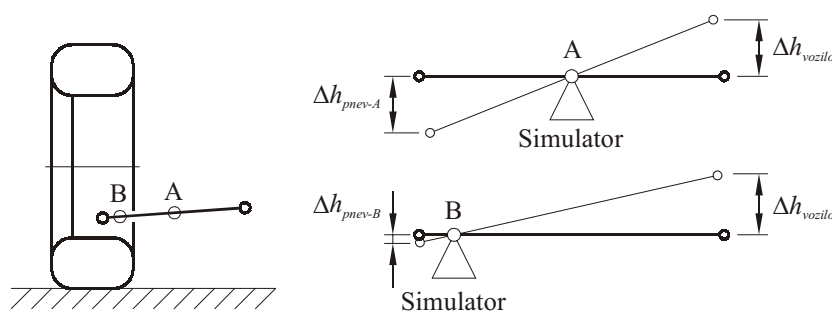
S pritrditvijo simulatorja v neposredno bližino členka je roka obese bolj ugodno obremenjena in obnašanje vozila v razmerah zmanjšane sojemanja stvarnejše. Vpenjalo za sprednjo roko omogoča preprosto montažo simulatorja na vozilo.

3.3.1 Front connecting joint

The position of the fixing point on the front suspension has a major influence on the simulation of the vehicle's slip. When the fixing point of the frame is not under the suspension joint, a swing effect occurs. The vehicle tilting causes changes to the inclination of the suspension arm. When this is the case, the height of the wheel lift is dependent on the arm inclination (Fig. 10). To avoid this effect the fixing point is placed near the suspension arm pivot (point B). The space is however, very limited because of the movement of the front wheels when steering the vehicle (Fig. 11).

The vehicle and the simulator are connected together by a joint that is assembled from a supporting fork console, a steel casing for the suspension arm, a rubber brush and an M12 screw (Fig. 12.).

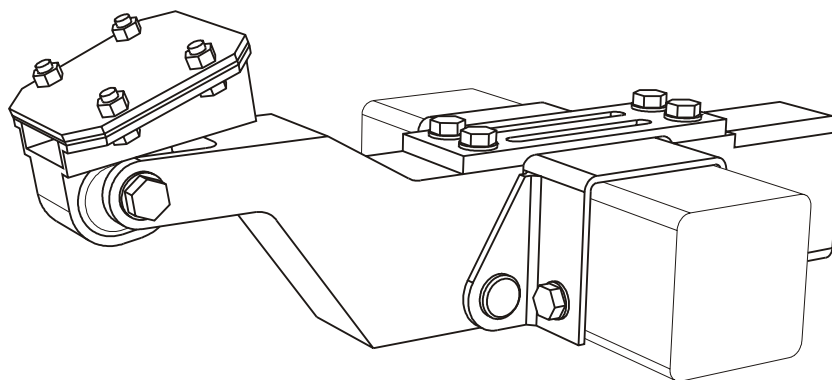
With the fixing point near the arm pivot the a load on the front suspension arm is smaller, so the vehicle behaves more realistically during skidding manoeuvres. The design of the front connecting joint enables a simple and quick mounting on the front



Sl. 10. Vpliv mesta vpetja na dvig kolesa vozila (učinek gugalnice)
Fig. 10. Influence of the connecting joint's position on the lift height (swing effect)



Sl. 11. Sprednja obesa vozila Renault safrane 2.2 RT
Fig. 11. Front suspension of the Renault Safrane 2.2 RT



Sl. 12. Izvedba sprednjega vpetja z gumasto pušo [9]
Fig. 12. Front connecting joint with the rubber brush [9]

Konstruksijska izvedba sprednjega vpetja z gumasto pušo je preprosta in ne potrebuje dodatnega varovanja v primeru izrednih obremenitev.

suspension arm and there is no requirement for any additional protection against extreme loading conditions.

3.3.2 Zadnje vpetje

3.3.2 Back connecting joint

Pri vpetju na zadnji obesi vozila pritrdimo simulator na prečno vodilo zadnjega kolesa (sl. 13). Osnovno vodilo ima majhno upogibno nosilnost (odprt profil U, debelina stene 2 mm), zato izdelamo novo prečno vodilo zadnjega kolesa. Poseg v vozilo zahteva le razstavitev dela zadnjega podvozja in zamenjavo prvotnega vodila z novim. Glavni del zadnjega vpetja je gumast blok, ki ima zalita vijačna sidra za pritrditev nosilnega okvira simulatorja na prečno vodilo zadnje obese vozila (sl. 14).

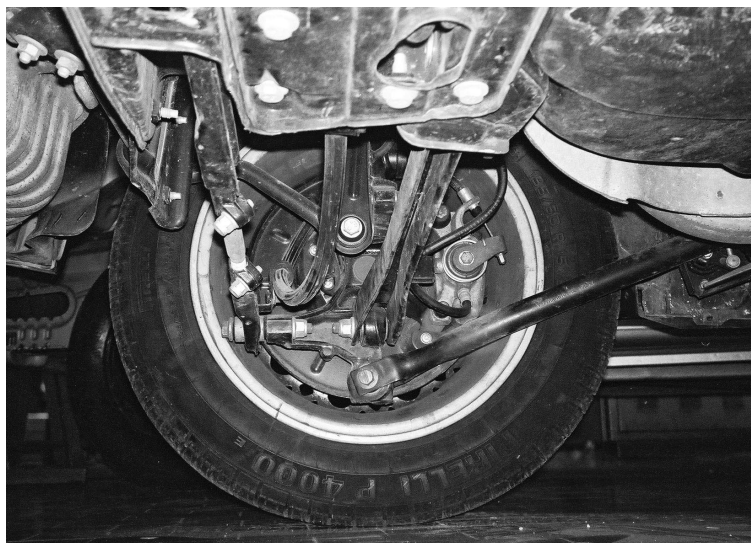
The fixture of the supporting frame to the back suspension is placed on the transversal guidance rod of the wheel (Fig. 13). The original guidance rod has a low bending strength (open U-profile, wall thickness of 2 mm). For this reason a new rod was made from a standard closed profile, and the mounting of the simulator required the disassembly of the back suspension. An elastic element in the joint was a rubber block with anchor screws for connecting the frame on the suspension (Fig. 14).

3.4 Nadzorni sistem

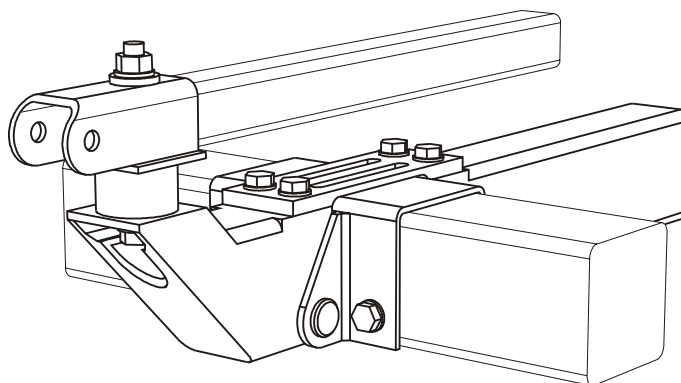
3.4 Control system

Hidravlični sistem za dviganje simulatorja vožnje vozila pri mejnem zdrsu ([8] in [9]) upravljamo s krmilnim sistemom (sl. 15.).

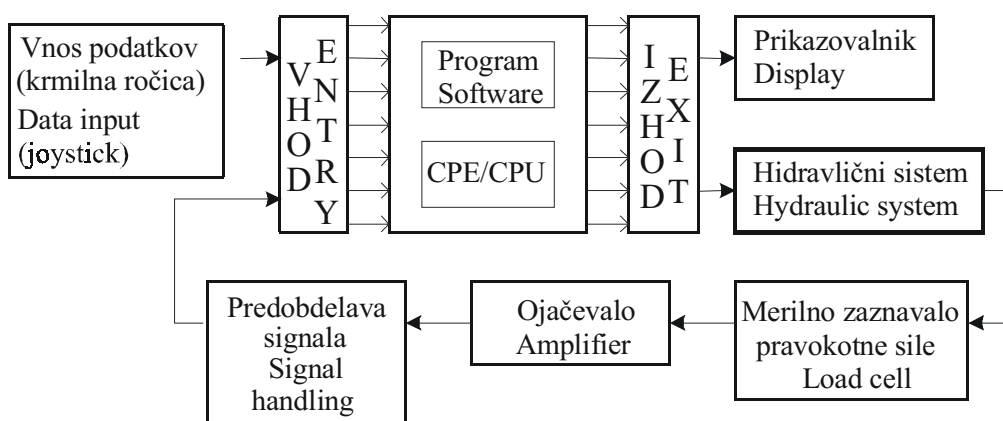
A hydraulic system for hoisting the skidding simulator ([8] and [9]) is operated with a control system (Fig. 15.).



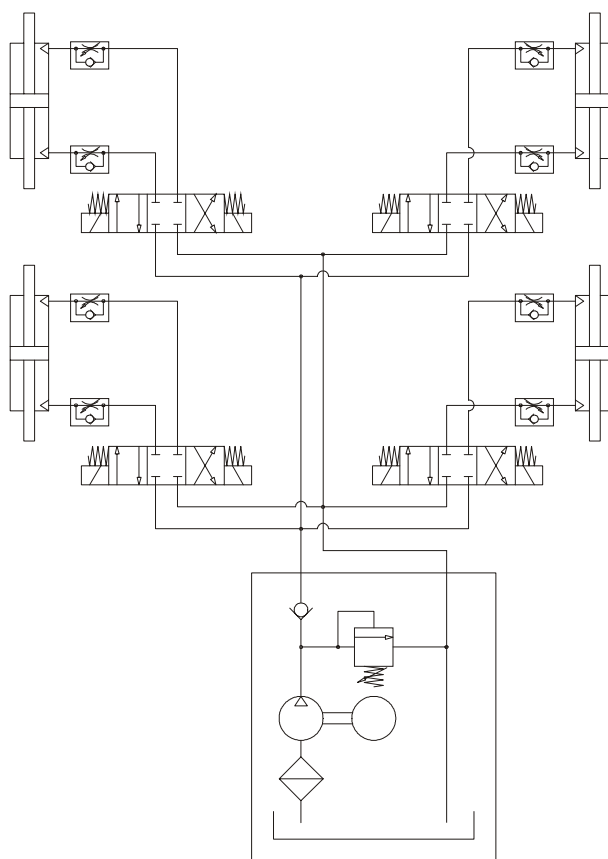
Sl. 13. Zadnja obesa vozila Renault safrane 2.2 RT
Fig. 13. Back suspension of the Renault Safrane 2.2 RT



Sl. 14. Vpetje na zadnje podvozje vozila z merilnim mestom na nosilu preme [9]
Fig. 14. Back connecting joint with the rubber block and the load cell [9]



Sl. 15. Krmilni sistem simulatorja zdrsra [8]
Fig. 15. The skidding simulator control system [8]



Sl. 16. Hidravlični sistem [9]

Fig. 16. Hydraulic system [9]

4 SKLEP

Krmiljenje zdrsa vozila na podlagi merjenja pravokotne sile med kolesom in podlago je nov postopek. S takšno razporeditvijo nadzornega sistema simulatorja zdrsa je mogoč boljši nadzor in stvarnejše obnašanje vozila pri drsenju. Merjenje sile je izvedeno na zelo zahtevnem mestu ob upoštevanju zadostne nosilnosti in preproste uporabe. Oblika nosilnega okvira ne ovira vstopanja v vozilo, ponuja manjšo težo in s tem manjši vpliv na vozne lastnosti vozila. Konstrukcija okvira omogoča preprosto montažo in transport kakor tudi dobro prilagodljivost različnim tipom vozila.

S pritrditvijo simulatorja v neposredno bližino členka roke smo zmanjšali napako učinka gugalnice na dvig kolesa vozila za 50% glede na znane rešitve [2]. Sprednje vpetje z gumasto pušo ne potrebuje dodatnega varovanja v primeru skrajnih obremenitev (trk, neravna podlaga). Izvedba zadnjega vpetja z gumastim blokom terja novo prečno vodilo kolesa pred montažo simulatorja na vozilo.

Krmilni sistem z zaznavalom pravokotne sile omogoča uporabo simulatorja v raziskovalne in študijske namene za testiranje novih pogonskih in varnostnih sistemov vozila.

4 CONCLUSION

A new approach to the control of vehicle slip involves measuring the normal force between the tyre and the driving terrain. With this arrangement it is possible to achieve better control and more realistic behaviour of the vehicle during skidding manoeuvres. The load cells are installed at locations where there is little space. Special design approaches take into account the strength and stiffness of the supporting frame structure. The selected shape of the supporting frame does not disturb entry to the test vehicle. The frame is lightweight and has a small influence on the driving characteristics of the test vehicle. The frame is easy to assemble and transport to other locations. The skidding simulator and the connecting joints can be adjusted for other vehicle models as a result of the simulator design.

With the connection joint placed near the suspension arm pivot, the swing effect of the mistake is reduced by 50% in terms of known solutions [2]. The design of the front connecting joint enables a simple and quick mounting on the front suspension arm, and it does not need any additional protection against extreme loads. The design of the back connection joint requires a new connecting rod.

The control system makes it possible to use the skidding simulator for testing new safety and power-train systems in the vehicle.

5 LITERATURA

5 REFERENCES

- [1] Moe, D. (1986) The UNI-car – High speed training in critical situations on dry and simulated icy surface (in Norwegian), *SINTEF Rapport STF 63 A86026*, SINTEF, Trondheim.
- [2] Laurell, H.; M. Olausson, H. Sörensen, J. Törnros (1985) Evaluation of a vehicle carrying device for simulation of low friction – SkidCar (in Swedish), *VTI Rapport 290*, Swedish Road and Transport Research Institute, Linköping.
- [3] Hayhoe, G.F., J.J. Henry (1981) Effects of differential pavement friction on the response of cars in skidding maneuvers, *Transportation Research Record*, 61-67.
- [4] Sjahdanulirwan, M. (1993) Analytical model for the prediction of tyre-road friction under braking and cornering, *Int J Veh Des*, Vol. 14, 78-99.
- [5] Germann, S., M. Wuertenberger, A. Daiss (1994) Monitoring of the friction coefficient between tyre and road surface, *Proceedings of the 1994 IEEE Conference on Control Applications*, Part 1 (of 3), August 24-26, Glasgow, UK.
- [6] Pasterkamp, W.R., H.B. Pacajka (1997) Tyre as a sensor to estimate friction, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, June 5-6, 409-422, Swets & Zeitlinger, Lisse, Netherlands.
- [7] Volfson, B.P. (1985) Wheel slip phenomena, *Int J Veh Des*, Vol. 6, July-September 4-5, 556-560, 2nd IAVD Congress on Vehicle Design and Components, March 4-6, Geneva, Switzerland.
- [8] Otoničar, D. (2000) Upravljanje simulatorja vožnje vozila pri zmanjšanem sojemanju, *diplomska naloga*, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana.
- [9] Veber, B. (2001) Simulator vožnje avtomobila pri mejnem zdrs, *diplomska naloga*, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana.
- [10] Veber, B., M. Fajdiga (2003) Simulator vožnje vozila pri mejnem zdrs, *Zbornik referatov*, 6th International Conference Innovative Automobile Technology, April 24-25, Koper/Portorož, Slovenia, 341-348.

Naslov avtorjev: Boštjan Veber
prof.dr. Matija Fajdiga
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
bostjan.veber@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Boštjan Veber
Prof.Dr. Matija Fajdiga
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia
bostjan.veber@fs.uni-lj.si

Prejeto: 12.11.2003
Received:

Sprejeto: 12.2.2004
Accepted:

Odprto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Dinamična analiza deformiranja cestne varnostne ograje pri naletu vozila

Dynamic Analysis of a Road-Restraint System's Deformation Resulting from a Vehicle Impact

Matej Vesenjāk - Zoran Ren

V prispevku je obravnavana dinamična analiza jeklene cestne varnostne ograje. Slednja se uporablja na javnih cestah za preprečitev zdrsa vozila s cestišča ali preboja na nasprotni vozi pas. Evropski standard EN 1317 podaja natančna merila, ki jih mora izpolnjevati ograja. Dosedanje raziskave so pokazale, da je sedanja cestna varnostna ograja pri naletu vozila pretoga, kar ima za posledico prevelike pojemke pri naletu vozila. Na togost ograje ima v začetni fazi trka vozila ob varnostno ograjo največji vpliv distančnik. Namen raziskave je oblikovanje novega distančnika, ki bo zmožen povečane absorpcije energije trka in s tem nadzorovane deformacije pri naletu vozil. Ustreznost novih oblik distančnika je bila preverjena z dinamičnimi nelinearnimi (materialna, geometrijska in strukturna nelinearnost) analizami trirazsežnega modela varnostne ograje po metodi končnih elementov. Rezultati računalniških simulacij kažejo, da je sedanji distančnik pretog in da lahko z drugačnimi oblikami distančnikov povečamo zmožnost elasto-plastičnega deformiranja in s tem absorpcijo energije trka ter tako posredno zmanjšamo pojemke potnikov v vozilih med trkom in povečamo cestno varnost.

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: varnost na cestah, ograje varnostne, analize dinamične, simuliranje numerično, simuliranje nelinearno)

This paper describes a dynamic analysis of a steel road-restraint system that is used on public roads to prevent a vehicle from veering off the road or breaking through to the opposite side of the road. The European standard EN 1317 provides the exact criteria that the road-restraint system has to fulfill. Practical observations of installed systems indicate that the current distance spacer is too stiff, which results in unacceptable decelerations during vehicle impact. The stiffness of the restraint system in the initial phase of the crash is largely attributed to the distance-spacer design. The purpose of this research was to evaluate new designs of the distance spacer with increased crash-energy absorption due to a more controlled deformation during vehicle impact. The stiffness of various designs was evaluated with nonlinear dynamic (material, geometric and structural-contact nonlinearity) analysis of a three-dimensional road-restraint system within the framework of the finite-element method. The computational analyses prove that the currently used distance spacer is indeed far too stiff and that the new designs ensure controllable elasto-plastic deformation and absorb more crash energy, which in turn reduces decelerations during the impact and increases the safety of road users.

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: roadside safety, road-restraint barriers, dynamic analysis, numerical simulations, nonlinear simulations)

0 UVOD

V želji, da bi skrbeli za prometno varnost in jo celo izboljšali, so pri načrtovanju varnejših javnih cest na določenih mestih nujno potrebne cestne varnostne ograje. Uporaba teh konstrukcij preprečuje vozilom in pešcem vstop v nevarna območja. Zaradi tega je ustrezna konstrukcija varnostne ograje izrednega pomena.

V pripravi je slovenski pravilnik o varnostnih ograjah, pogojih in načinih, ki bo obsegal tehnično

specifikacijo za javne ceste z obvezno uporabo varnostnih ograj. Le-te morajo ustrezati evropskemu standardu EN 1317, ta podaja natančna merila, ki jim mora ograja ustrezati, in pogoje njenega testnega obnašanja pod obremenitvijo.

Dosedanje raziskave so pokazale, da ima sedanja konstrukcija cestne varnostne ograje v primeru trka osebnega vozila preveliko togost. Zato je treba poiskati ustrezno rešitev, ki bo zmanjšala togost ograje in s tem pojemke pri naletu vozila na ograjo ter tako povečala varnost potnikov v vozilu.

Namen raziskave je oblikovanje novega distančnika, ki bo zmožen absorbirati več energije trka pri naletu vozil in se bo pri tem nadzorovano deformiral.

Ustreznost novih oblik distančnika je bila preverjena z nelinearno dinamično analizo trorazsežnega modela dela varnostne ograje in odbojnika avta. Za izvedbo dinamičnih analiz je bil uporabljen program LS-Dyna PC Version 960, ki omogoča simulacijo velikih deformacij pri dinamičnih odzivih neelastičnih teles.

1 OSNOVNE KONSTRUKCIJSKE ZAHTEVE VARNOSTNE OGRAJE

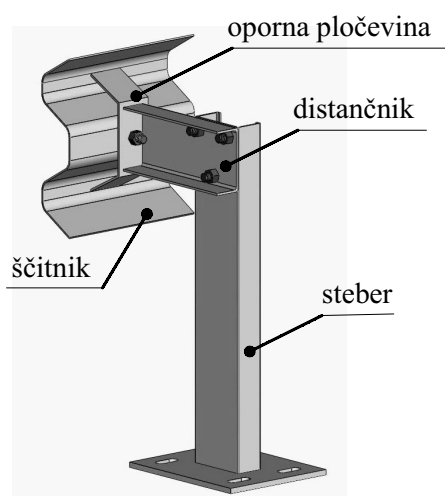
Namen varnostnih ograj je preprečiti zlet vozila s ceste ali preboj vozila na nasprotni vozni pas in s tem preprečiti oziroma zmanjšati poškodbe potnikov v vozilu, oseb in objektov ob vozišču, oziroma zadržati vozila, ki nenadzorovano spreminjajo smer vožnje, na ustreznem voznem pasu.

Varnostno ograjo postavljamo na mestih, kjer je nevarnost poškodb zaradi udarca vozil v varnostno ograjo manjša od nevarnosti prehoda vozil v nevarno območje, ki je ločeno z varnostno ograjo. Na javnih cestah se lahko postavljajo varnostne ograje, ki so atestirane po EN 1317.

Na cestah se praviloma uporablja jeklena varnostna ograja, v posameznih primerih pa je potrebno ali dovoljeno uporabiti tudi betonsko (kadar želimo zagotoviti največjo stopnjo zadrževanja vozil) in leseno varnostno ograjo (na malo prometnih cestah iz naravovarstvenih in estetskih razlogov).

Konstrukcijski elementi jeklene cestne varnostne ograje so (sl. 1):

- ščitnik: v primeru udarca vozila s svojo obliko konstrukcije zmanjša posledice udarca in se v nobenem primeru ne sme pretrgati;
- oporna pločevina: povezuje ščitnik in distančnik, ščitniku pa daje še dodatno oporo;



Sl. 1. Sestavni elementi cestne varnostne ograje

- distančnik: ublaži učinek udarca vozila ob ograjo in je namenjen za povezavo med ščitnikom in stebrom ali drugo oporo;
- steber: je nosilec distančnika in/ali ščitnika, ki zagotavlja lego ščitnika na določeni oddaljenosti in določeni višini od vozišča (sl. 2).

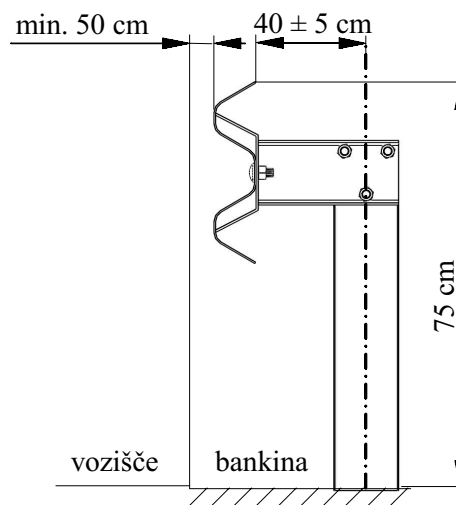
Cestne varnostne ograje so lahko eno- ali dvostranske, z distančnikom ali brez njega. Ograje z distančnikom se uporabljajo predvsem na avtocestah in drugih hitrih cestah, ograje brez distančnikov pa na cestah, kjer zaradi ozkih bankin ni mogoče uporabljati distančnikov.

Zgornji rob jeklene varnostne ograje mora biti postavljen 75 cm nad robom vozišča ali odstavnega pasu. Oddaljenost ščitnika varnostne ograje mora biti najmanj 50 cm od roba vozišča oziroma roba odstavnega pasu. Razdalja med prečno najbolj oddaljenim koncem ščitnika in sredino stebra mora biti 40 ± 5 cm. Opisane mere so prikazane na sliki 2.

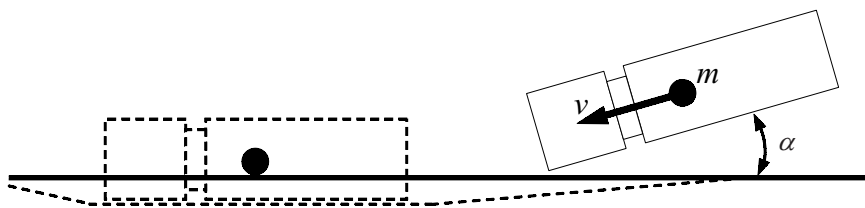
2 RAZVRSTITEV VARNOSTNIH OGRAJ PO EN 1317

Možnosti naleta vozila na cestno varnostno ograjo se razlikujejo glede na hitrost (v), maso (m), kot približevanja (α), tip in obnašanje vozila ter razmere na cesti (sl. 3).

Po standardu EN 1317 so varnostne ograje razvrščene v več ravni učinkovitosti zadrževanja vozil. Standard predpisuje merila, ki jim mora cestna varnostna ograja ustrezati pri določenih pogojih naleta vozil. Pri tem je treba upoštevati, da mora ograja zadržati trke različnih tipov vozil, od osebnih do tovornih vozil. Pri naletu vozil z manjšo maso (manjšo kinetično energijo), mora biti ograja dovolj deformljiva (mehka), da pojemki pri trku niso preveliki. Pri naletu vozila z večjo maso (večjo kinetično energijo) pa mora imeti ograja dovolj visoko nosilnost, da vozilo zadrži na cestišču. Tako je pri konstruiranju cestne varnostne



Sl. 2. Mere postavitve cestne varnostne ograje



Sl. 3. Parametri teoretičnega trka

ograje ves čas treba iskati kompromis med togostjo (deformljivostjo) in nosilnostjo ograje.

Cestne varnostne ograje morajo po EN 1317-2 ustrezati naslednjim kriterijem:

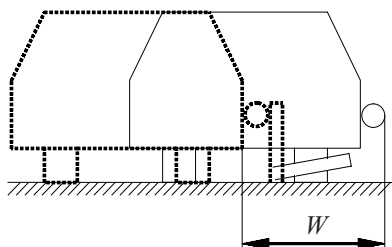
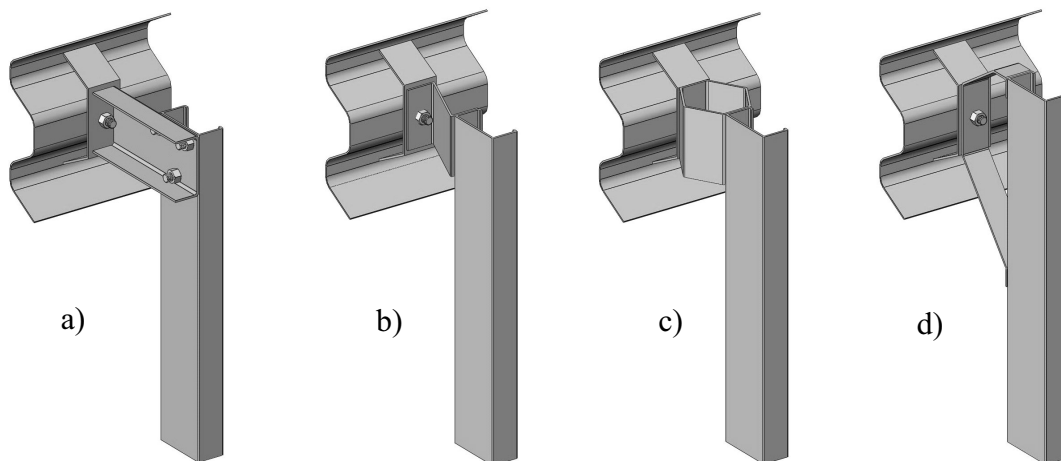
- Raven zadrževanja vozil: pomeni, skladno z evropskimi normami EN 1317-2, stopnjo zadrževanja za različne vrste vozil pred zletom s ceste ali pred prebojem na nasprotno smerno vozišče za posamezno javno cesto. Standard določa štiri ravni zadrževanja vozil: nizka raven zadrževanja (T1, T2 in T3), običajna raven zadrževanja (N1 in N2), visoka raven zadrževanja (H1, H2 in H3) in zelo visoko raven zadrževanja (H4a in H4b).
- Jakost udarca: jakost udarca vozila ob cestno varnostno ograjo v smislu ugotavljanja posledic za potnike v vozilu dobimo z merjenjem indeksa velikosti pospeškov (ASI - acceleration severity index), z določanjem teoretične hitrosti glave pri udarcu (THIV - theoretical head impact velocity)

in z merjenjem pojemka glave po udarcu (PHD - post-impact head deceleration). Mejne vrednosti navedenih parametrov so naslednje: $ASI \leq 1,0$ (1,4), $THIV \leq 33 \text{ km/h}$ in $PHD \leq 20 \text{ g}$.

- Deformacija cestne varnostne ograje: pomik (delovna širina) ograje (W) je razdalja med licem ščitnika varnostne ograje (v prvotni legi) in skrajna, od vozišča odmaknjena, točka na ograji po njeni deformaciji ali odmiku od prvotne lege zaradi trka vozila v ograjo (sl. 4). Kriterij za vrednotenje deformacije cestne varnostne ograje je razdeljen na 8 razredov (W1 do W8). Deformacija cestne varnostne ograje se meri v metrih.

3 IZBIRA PRIMERNE OBLIKE DISTANČNIKA

Sedanja konstrukcija cestne varnostne ograje (sl. 5a) je izdelana iz konstrukcijskega jekla S 235 (St 37-2 po DIN). Ščitnik je izdelan iz 3 mm debele pločevine, ta je preoblikovan v obliko, ki povečuje trdnostne lastnosti. Dolžina odbojnika je običajno 4200 mm, pri čemer je dolžina spoja (prekritja) 200 mm. Oporna pločevina je izdelana iz 6 mm debele pločevine in je privarjena na distančnik. Ta distančnik je iz profila U izmer 120 x 50 x 260 mm. Razdalja med oporno pločevino in stebrom znaša 140 mm. Stebri so iz profila C izmer 55 x 120 x 4 mm. Praviloma so dolžine 1,9 m. Postavljeni so na medsebojni oddaljenosti 1,3 m, 2 m in 4 m, kar je odvisno od potrebne ravni zadrževanja vozil. Steber je vgrajen tako, da je zaprti profil v smeri

Sl. 4. Delovna širina (W) cestne varnostne ograje pri trku

Sl. 5. Različne oblike distančnikov

a) - profil U (prvotni distančnik); b) - profil Z; c) - šestkotni profil; d) - profil D

vožnje. Če stebra ni mogoče zabiti, ga je potrebno s podložno ploščo pritrditi na sidrno ploščo. Za vijake zveze so uporabljeni vijaki M16 x 35 trdnostnega razreda 5.8.

Pri konstruiranju nove oblike distančnika je bilo treba upoštevati različne zahteve. Distančnik mora biti oblikovan tako, da ograja geometrijsko ustreza pravilniku ter da s svojo obliko pri trku čim bolj ublaži udarec, torej absorbira čim več energije trka. Zaradi tega ne sme biti preveč tog, hkrati pa mora dajati zadosten odpor silam, ki delujejo nanj. Pri trku mora ostati povezan z vsaj enim delom ograje. Dodatno pa mora biti lahko izvedljiv in preprost za montažo ter omogočati stalno in preprosto vzdrževanje.

Analizirane so bile štiri različne oblike distančnikov, ki so prikazane na sliki 5.

4 PRIMERJALNA DINAMIČNA ANALIZA DISTANČNIKOV PO METODI KONČNIH ELEMENTOV

S parametrično primerjavo preostalih profilov smo določili tistega, ki geometrijsko in funkcionalno najbolj ustreza. Za numerično analizo deformacijskega stanja varnostne ograje je bila uporabljena metoda končnih elementov.

Za oblikovanje geometrijske oblike in mreže modela končnih elementov in določitev materialnih modelov ter robnih pogojev je bil uporabljen program ETA Femb PC 27.0. Osnovna geometrijska oblika je bila izdelana s programom MSC.visualNastran za Windows-e.

4.1 Numerični model

Obravnavan je bil odsek cestne varnostne ograje v dolžini 20 m, saj so analize pokazale, da večja dolžina modela bistveno ne vpliva na rezultat analiz. Model zajema pet delov ščitnika (modeliran je v enem delu, ker smo predpostavili, da povezuje - prekritje ščitnikov ne pomeni najšibkejšega člena) in deset distančnikov, opornih pločevin ter stebrov, postavljenih na medsebojni razdalji 2 m. Naletno vozilo je aproksimirano z odbojnikom z maso 900 kg. Tako geometrijska oblika kakor lega odbojnika ustrežata meram dejanskega osebnega vozila. Modeliran je s

togimi lupinskimi elementi, kar pomeni da je nedeformabilen. Sestavni deli cestne varnostne ograje so modelirani z lupinskimi končnimi elementi Belytschko-Tsay in imajo tri integracijske točke po debelini elementa. Debeline posameznih delov so naslednje: ščitnik 3 mm, oporna pločevina 6 mm, distančnik 4 mm (razen profil D = 5 mm) in steber 4 mm. Povprečna velikost štirikotnih lupinskih elementov je 10 mm. Celoten model je sestavljen iz približno 42000 vozlišč in 41000 elementov.

4.2 Materialni model

Vsi sestavni deli varnostne ograje so izdelani iz konstrukcijskega jekla S 235. Z namenom, da bi ugotovili materialne lastnosti pločevin različnih debelin, smo izvedli ustrezne natezne preskuse v skladu s standardom DIN 50 115. Iz eksperimentalno dobljenih rezultatov so bile definirane elasto-plastične lastnosti materiala oziroma ustrezna odvisnost $\sigma - \varepsilon$ (pregl. 1). Po določitvi modula elastičnosti, meje plastičnosti in modula plastičnosti smo predpisali ustrezen diagram $\sigma - \varepsilon$ za bilinearni izotropni elastoplastični materialni model s kinematičnim utrjevanjem. Vzeto je bilo, da se odbijač, vijake zveze in zvarni spoji obnašajo kot toga telesa.

V modelu cestne varnostne ograje niso bili določeni posebni porušitveni pogoji. Kot merilo porušitve je bila uporabljena dejanska plastična deformacija, ki je znašala 0,28, kar ustreza približno 28% žilavosti jekla S 235, iz katerega je izdelana pločevina.

4.3 Robni pogoji in dotiki

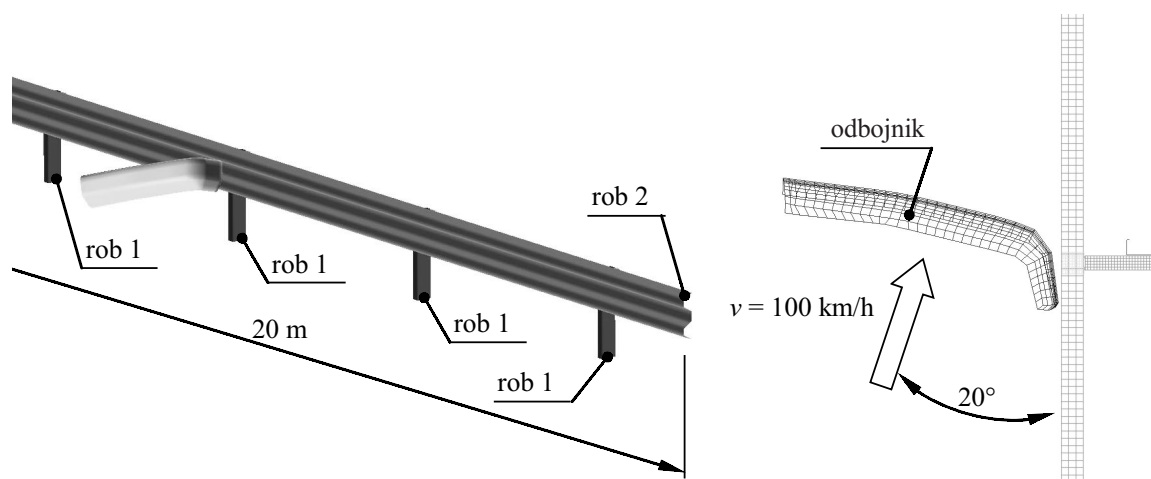
Vozliščem koncev ščitnika po robu 2 (sl. 6) je bil omejen pomik v vzdolžni smeri ščitnika in zasuk okoli preostalih dveh osi. Stebri so bili toga vpeti na spodnjem delu po robu 1 (sl. 6).

Odbojnik ima predpisano začetno hitrost, in sicer 100 km/h s kotom naleta 20° na ščitnik (sl. 6). Gibanje odbojnika je po višini omejeno. Kinetična energija odbojnika pri trku znaša 350 kJ.

Vse površine modela so bile zbrane v eno stično skupino. Statični in dinamični koeficient trenja med vsemi deli znaša 0,1 oziroma 0,05.

Preglednica 1. Fizikalne lastnosti sestavnih pločevin varnostne ograje

Debelina pločevine	Modul elastičnosti	Poissonovo število	Meja plastičnosti	Modul plastičnosti	Natezna trdnost
mm	MPa	-	MPa	MPa	MPa
3	190000	0,29	285	696	400
4	200000	0,29	330	969	450
6	210000	0,29	380	1200	480



Sl. 6. Robni pogoji

4.4 Podatki dinamične analize

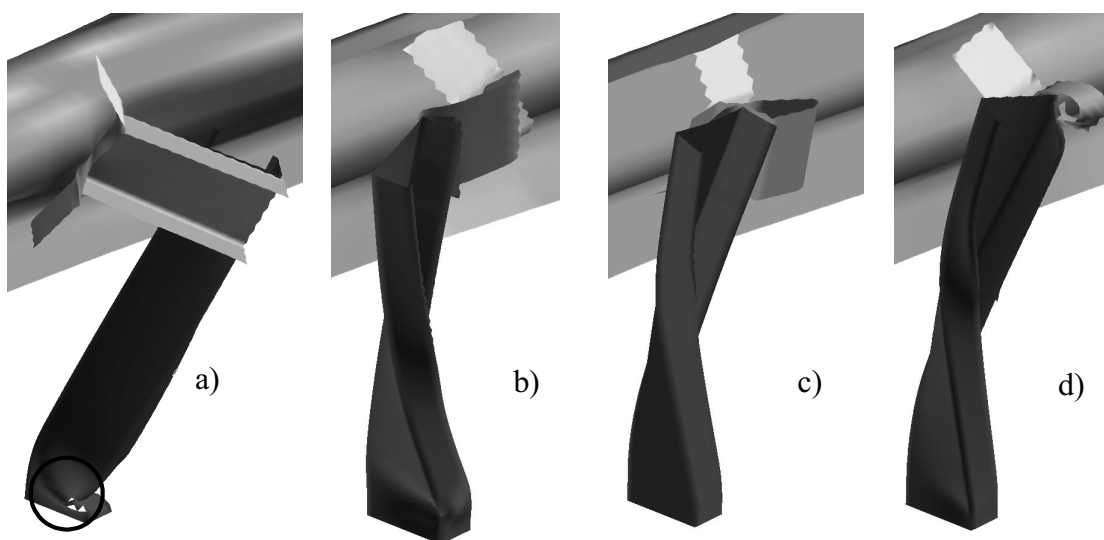
Izvedene so bile dinamične analize z upoštevanjem treh nelinearnosti: materialna (elasto-plastičen materialni model), geometrijska (veliki pomiki in zasuki) in strukturna (stiki). Za izvedbo analiz je bil uporabljen program LS-Dyna PC Version 960. Opazovani časovni korak trka je znašal 0,45 s. Časovni korak izrecne analize je samostojno določen, glede na najnižjo resonančno frekvenco strukture, in je znašal 1,4 μ s. Izhajajoči rezultati so potekali vsakih 10 ms. Časi analiz so znašali od 85 do 95 ur, odvisno od zahtevnosti modela.

5 REZULTATI ANALIZ IN PRIMERJAVA

Rezultati, ki smo jih dobili z računalniškimi analizami so prikazani na sliki 7. S slike je razvidno, da

se sedanji distančnik pri naletu vozila le malo deformira in ne ublaži udarca vozila na ograjo. Distančnik profila Z ne daje zadostnega odpora silam in se v zelo hitrem časovnem obdobju deformira tako, da se ščitnik nasloni na steber. Zaradi svoje nesimetrične oblike je tudi vzvojno manj stabilen in deformacijsko manj predvidljiv. Distančnik šestkotnega profila je dal najboljše rezultate. Nadzorovano se je deformiral, dokler ni ščitnik nasedel na steber, a je ob tem zagotavljal večji odpor silam od distančnika profila Z. Distančnik profila D je dal najslabše rezultate. Zaradi svoje vitke strukture ne daje dovolj odpora obremenitvenim silam. Njegova dobra lastnost, da potisne distančnik navzgor in s tem vozilo ne more prevoziti ograje, se je v izvedenih dinamičnih analizah potrdila.

S slike 7a je razvidno, da je deformacija določenih elementov v bližini podlage prekoračila



Sl. 7. Deformacije distančnikov pod obremenitvijo
a) - profil U (prvotni distančnik); b) - profil Z; c) - šestkotni profil; d) - profil D



Sl. 8. Deformacija ograje s profilom D

Preglednica 2. Primerjava rezultatov

Distančnik	Delovna širina ograje	Dolžina stika vzdolž ograje	Absorbirana energija trka
	m	m	kJ
profil U	0,825	11,7	112,2
profil Z	0,71	13,2	117,5
šestkotni profil	0,78	14,2	129,0
profil D	0,6	-	-

mejno vrednost, zaradi česar je prišlo do porušitve stene. Tudi praktična opazovanja potrjujejo te rezultate, saj pri naletih vozil ob ograje zapisujejo porušitve stebrov v bližini podlage. Deformacije so presegle mejno vrednost tudi v nekaterih primerih pri vijračnih zvezah med ščitnikom in oporno pločevino.

Pri vrednotenju rezultatov so najpomembnejši naslednji podatki: delovna širina W , dolžina dotika vozila vzdolž ograje l , pojemki zaradi trka in absorpcija energije trka. Vsi omenjeni rezultati razen pojemkov so za vse štiri oblike distančnikov zbrani v preglednici 2. Iz rezultatov je razvidno, da je sedanji distančnik absorbiral najmanj energije trka. Najboljše rezultate je dosegel šestkotni profil.

Slika 9 prikazuje časovni potek pojemkov vozila (v obravnavanem primeru odbojnika) za vse štiri oblike distančnikov. Ekstremne vrednosti pojemkov se pojavijo v dveh primerih: ob naletu vozila na ograjo (prvi ekstremi) in ob naletu vozila na steber (drugi ekstremi). Premiki ekstremov med posameznimi modeli cestnih varnostnih ograj so posledica različnih hitrosti zaradi neenakih pojemkov po naletu vozila. S slike je razvidno, da pojemki obravnavanega distančnika (profil U) dosežejo največjo vrednost ob trku ob ograjo. Zaradi največjega pojemka pri naletu ob ograjo (hitra upočasnitev) vidimo, da vozilo doseže steber najkasneje, kjer prav tako doseže največje pojemke (kar 25% večji pojemki kakor pri preostalih oblikah distančnikov). Največji vpliv na obnašanje ograje ima distančnik v začetni dobi naleta, kjer ima funkcijo dušila. Razvidno je, da lahko z drugačnimi oblikami v zgodnji začetni fazi trka zmanjšamo pojemke skoraj za trikratno vrednost.

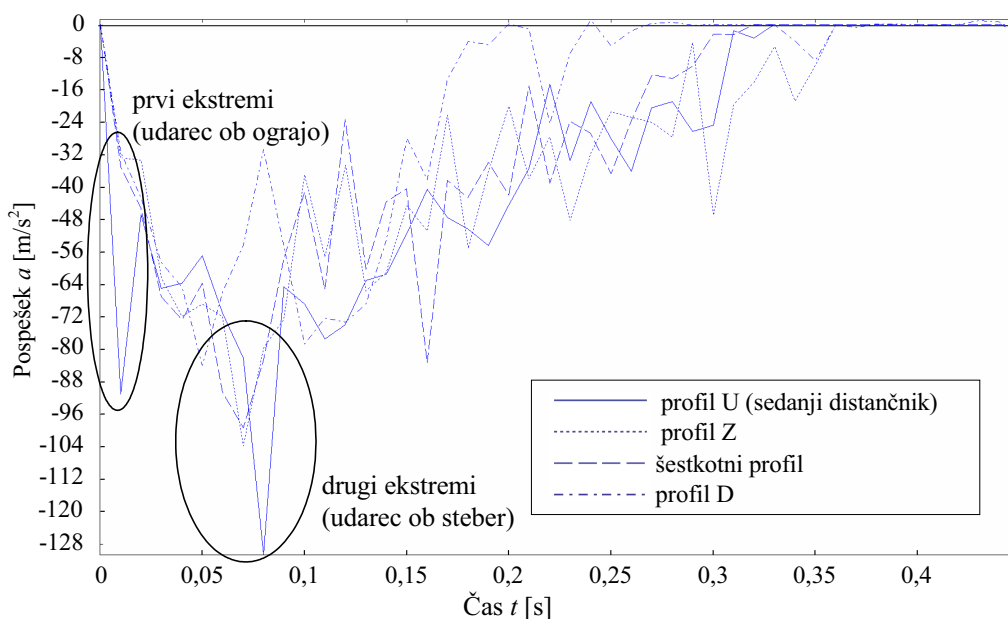
Primerjava rezultatov dokazuje, da sedanji distančnik v nobenem primeru ni ustrezen. Ugotovljeno je bilo, da lahko z drugačnimi oblikami distančnikov povečamo zmožnost absorpcije energije trka in tako posledično zmanjšamo pojemke, ki jih pri trku utrpijo potniki v vozilu.

6 SKLEP

Za vrednotenje različnih oblik distančnikov so bile izvedene nelinearne dinamične analize odseka cestne varnostne ograje pri naletu osebnega vozila, ki je bilo simulirano z odbojnikom. Rezultati računalniških simulacij kažejo, da lahko z drugačnimi oblikami distančnikov zmanjšamo togost varnostne ograje, omogočimo večjo zmožnost deformiranja in tako posredno zmanjšamo pojemke pri naletu vozila ter povečamo varnost potnikov v vozilu.

Računalniške simulacije dokazujejo, da je dosedanji distančnik pretog in je bil očitno konstruiran zgolj po geometrijskih pravilih ne glede na funkcionalnost in cestno varnost. Najboljše rezultate je dosegel distančnik šestkotnega profila, ki ima največjo zmožnost absorpcije energije trka. Njegova geometrijska oblika omogoča predvidljivo deformacijo in zaradi svoje simetričnosti ni občutljiv na kot trka vozila ob ograjo.

V nadaljnjih raziskavah bo simuliran nalet dejanskega modela vozila na varnostno ograjo in natančna določitev indeksov, ki zagotavljajo dovolj visoko raven varnosti v cestnem prometu. Velik vpliv na obnašanje ograje ima tudi podlaga, v katero je zabiti steber, zato jo je v naslednjih računalniških simulacijah smiselno upoštevati.



Sl. 9. Pospeški vozila pri naletu na varnostno ograjo

7 LITERATURA

- [1] Engstrand, K. E. (2000) Improvements to the weak - post W - beam guardrail. *Worcester: Worcester Polytechnic Institute*.
- [2] European Committee for Standardization (1998) European Standard EN 1317-1, EN 1317-2, Road Restraint Systems.
- [3] Livermore Software Technology Corporation (2001) LS-Dyna Keyword User's Manual.
- [4] Hitchings, D. (1992) NAFEMS – A finite element dynamics primer. *NAFEMS Birniehill, Glasgow*.
- [5] Ministrstvo za promet, Tehnična specifikacija za javne ceste, Urad za standardizacijo in meroslovje, Direkcija republike Slovenije za ceste (2001) TSC 02.xxx, Varnostne ograje, pogoji in načini postavitve.
- [6] Vesenjak, M., Z. Ren (2002) Konstruiranje distančnika cestne varnostne ograje. Kuhljevi dnevi '02, Ribno pri Bledu, 26.-27. september, *Zbornik del. Ljubljana, Slovensko društvo za mehaniko*.

Naslov avtorjev: Matej Vesenjak
 prof. dr. Zoran Ren
 Univerza v Mariboru
 Fakulteta za strojništvo
 Smetanova 17
 2000 Maribor
 m.vesenjak@uni-mb.si
 ren@uni-mb.si

Prejeto:
 Received: 27.10.2003

Sprejeto:
 Accepted: 12.2.2004

Odprto za diskusijo: 1 leto
 Open for discussion: 1 year

Oblikovanje dirkalnika

Developing a Racing Car

Stanislav Pehan - Breda Kegl - Primož Pogorevc

V prispevku sta prikazani dve možnosti izboljšanja lastnosti dirkalnika Formula S. Eden najskladnejših načinov za dvig moči motorja je spretno oblikovan dovod zraka v motor. Zato je v prvem delu prispevka predstavljen postopek optimalnega oblikovanja sesalnega sistema. Postopek optimiranja temelji na uporabi metod matematičnega programiranja in pomeni učinkovit način za povečanje moči motorja v najbolj zanimivem področju obratovanja motorja. V drugem delu prispevka je pozornost posvečena novim zamislim izdelave celotnega dirkalnika. Za doseg vrhunskih rezultatov je treba narediti več, kakor le slediti konkurenci. Analiza postavitev glavnih agregatov je pokazala, da bi k večji okretnosti in stabilnosti dirkalnika pripomoglo to, da bi bil motor postavljen ob voznikovi strani. Optimiran sesalni sistem pomeni zanesljiv korak naprej v borbi za povečanje dejanske moči dirkalnika, kar je lahko uporabno takoj. Zasnova z bočno postavitvijo motorja pa predstavlja povsem novo pot razvoja dirkalnikov Formula S, kar bo morda prineslo dolgoročne prednosti.

© 2003 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: dirkalni avtomobili, Formula S, razvoj, optimiranje, sistemi sesalni)

This article presents two approaches for improving a Formula S racing car. One of the best ways to increase the engine's power is to skillfully design the air- supply system of the engine. This is the reason why the first part of the paper is about the intake-manifold optimization procedure. The procedure relies on mathematical programming and offers a way to significantly increase the engine power in the most important engine regimes. In the second part of the paper, attention is focused on new concepts of building the racing car. In order to be the best it is necessary to do more than simply follow the competition. An analysis of the positions of the main components has shown that a racing car would be more agile and stable if the engine was to be mounted beside the driver. Optimizing the intake manifold represents one significant step forward in the struggle to increase the effective power of the car, which brings an immediate advantage. The new position concept, however, which also eliminates the differential drive, represents a completely new development in the design of the Formula S car that might bring us long-term benefits.

© 2003 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: racing automobiles, Formula S, development, optimization, intake manifold)

0 UVOD

Na mnogih univerzah po vsem svetu se vsako leto znova zberejo skupine študentov, ki načrtujejo, oblikujejo, snujejo, tržno obdelajo in izdelajo malo enosedežno dirkalno vozilo. Vse te skupine študentov se enkrat na leto zberejo v Veliki Britaniji na tekmovanju Formula Student. Na Fakulteti za strojništvo v Mariboru že od leta 1999 vsako leto znova izdelamo nov dirkalnik, ki nosi ime Formula S. Rezultati prejšnjih let kažejo, da naša skupina vedno zaseda odlične uvrstitve. Je med prvimi v Evropi in skoraj vedno med peščico tistih, ki jim uspe dokončati vztrajnostno dirko, ki je vrhunec tekmovanja, (sl. 1).

Poglavitni namen tekmovanja Formula Student je vzbuditi pri študentih zanimanje za delo konstrukterjev in razvijati talente pri mladih ljudeh

0 INTRODUCTION

Every year, groups of university students around the world, conceive, plan, economically evaluate and manufacture a small single-seat racing car. All these groups compete once a year at an event in Great Britain called the Formula Student Competition. The Faculty of Mechanical Engineering in Maribor has built a car every year since 1999 called Formula S. The results from past years show that our team was always among the best in Europe and that our car always finished the endurance race, which is the prestige event of the competition, Fig. 1, among the first few finishers.

The basic intention of the Formula Student competition is to develop an interest in design work and to foster the talents of the students [1]. To



Sl. 1. Dirkalnik Univerze v Mariboru Formula S v Veliki Britaniji leta 2002

Fig. 1. Formula S racing car from the University of Maribor competing in Great Britain in 2002

[1]. Zgolj v nekaj mesecih opraviti ves razvoj dirkalnega vozila je veliko delo, ki ga zmorejo le izjemno sposobni in marljivi študenti pod dobrim strokovnim vodstvom. Na tekmovanju se ocenjujejo tako zamisli, inženirske rešitve, spretnosti oblikovanja, vozne lastnosti dirkalnika in tudi ekonomsko ozadje projekta. Zato je vsako od naštetih področij zase predstavlja velik izziv za celotno skupino.

Prispevek obravnava dve področji dela skupine študentov mariborske Fakultete za strojništvo. Najprej je predstavljeno načrtovanje, snovanje in optimiranje sesalnega sistema. Potem pa so obravnavane možnosti izboljšave v osnovni zamisli celotnega dirkalnika.

1 OBLIKOVANJE SESALNEGA SISTEMA IN OPTIMIRANJE GLEDE NA NAJVEČJO MOČ

Dirkalnik Formula S ima motor vgrajen za voznikovim hrbtom. Poleg same lege motorja pomeni varnostni lok, ki ščiti voznikovo glavo, podpore varnostnega loka in lupina avtomobila (sl. 2), osnovne geometrijske omejitve pri oblikovanju sesalnega sistema.

Dirkalnik Formula S je opremljen z večtočkovnim sistemom za vbrizg goriva. Zahtevnik za oblikovanje sesalnega sistema je predstavljen v preglednici 1 [2].

1.1 Oblikovanje sesalnega sistema

Oblikovanje sesalnega sistema je v začetni fazi stvar iskanja konstrukcijskih rešitev v smislu, kam sploh postaviti določen element [3]. Običajno je del sesalnega sistema tudi zbiralnik. Mi ga nismo predvideli, ampak smo že v osnutku sledili zamisli,

develop a racing car in just a few months is a hard task that can only be done by exceptionally skilled and active students under expert guidance. During the competition, the ideas, the engineering solutions, the design skill, the driving characteristics of the car and the economic aspects of the whole project are evaluated. All these fields represent a big challenge for the whole group of students.

This paper deals with the two areas on which our students are working. In the first part the conceiving, the planning and the optimization of the intake system is presented. In the second part, the improvement to the conceiving phase of the whole vehicle is discussed.

1 CONCEIVING THE INTAKE MANIFOLD AND ITS OPTIMIZATION IN TERMS OF MAXIMUM POWER

The engine of the Formula S racing car is positioned behind the driver's back. The basic geometry constraints that influence the shape of the intake manifold are, in addition to the engine's position, the main hoop that protects the driver's head, its brackets and the car body, Fig. 2.

The Formula S car is equipped with a multipoint fuel-injection system. The checklist relating to the manifold design is presented in Table 1 [2].

1.1 Conceiving the intake manifold

The first stage of the intake-manifold design is to look for the best positions for the parts [3]. The intake manifold usually also has an intake plenum. Instead of this, however, from the beginning it was decided to continually increase the cross-sectional

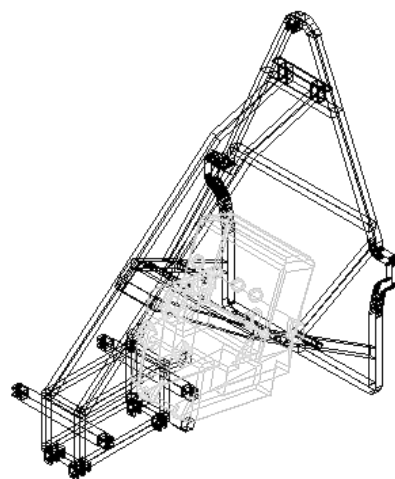
Sl. 2. Motor Honda 600 cm³ stoji povprek v zadku dirkalnika

Fig. 2. The Honda 600 ccm engine is positioned crosswise in the rear of the car

Preglednica 1. Zahtevnik za sesalni sistem Formula S 2003

Table 1. Checklist relating to the intake manifold Formula S 2003

Št. No.	Zahteve v zvezi z obliko sesalnega sistema Requirements concerning the manifold design	
1	Zajemalnik zraka nad glavo voznika Air capture is positioned above the driver's head	želja desired
2	Celotni sesalni sistem mora biti znotraj paličastega okvira dirkalnika The intake-manifold system is placed inside the racing car's space frame	obvezno required
3	Ves zrak, ki ga potrebuje motor, mora teči skozi en omejevalnik premera 20mm The intake air is run through the restrictor with a 20-mm diameter	obvezno required
4	Omejevalnik mora biti vgrajen med loputo in sesalno odprtino motorja The restrictor is positioned after the throttle and before the engine intake	obvezno required
5	Vsak valj motorja mora dobiti enako količino zraka Each cylinder gets an equal amount of air	obvezno required
6	Moč motorja naj bo prek 40kW The engine power is over 40 kW	želja desired
7	Sesalni vod naj daje čim manjši upor zraku, ki se po njem pretaka The intake manifold has a minimal resistance to air flow	želja desired

naj se prerez sesalnih kanalov od omejevalnika do vstopa v motor zvezno povečuje. Osnutek sesalnega voda, ki izpolnjuje prve štiri zahteve iz zahtevnika, je predstavljen na sliki 3.

Da bi lahko izpolnili še preostale tri zahteve iz zahtevnika, je treba najprej analizirati, kaj se sploh dogaja z zračnim tokom, ki teče skozi predpostavljeni sesalni sistem. Ta korak pomeni osnovo za optimalno oblikovanje sesalnega sistema.

Analizo tokovnih karakteristik ustaljenega zračnega toka skozi sesalni vod smo naredili z uporabo paketa računske dinamike tekočin AVL FIRE [4], ki temelji na metodi končnih prostornin. V izračunu sta bili upoštevani enačba zveznosti:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{p} \cdot \bar{u}_j) = 0 \quad (1)$$

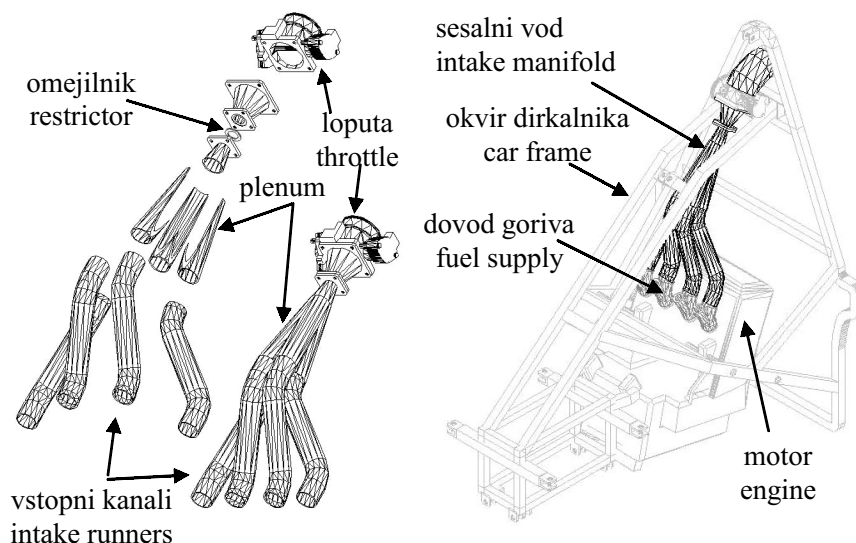
in gibalna enačba:

area of the intake manifold, from the restrictor to the engine input. The adopted concept that fulfilled the first four requirements from the check list is presented in Figure 3.

In order to fulfill the other three requirements it is necessary to analyze what actually happens to the air flow that streams through the manifold. This step forms the basis for the optimization of the manifold.

The analysis of a stationary air flow that runs through the intake manifold was made by the dynamic fluid computation package AVL FIRE [4], which is based on the finite-volumes method. The mathematical model is based on the continuity equation:

and the motion equation:



Sl. 3. Osnutek sesalnega sistema, ki izpolnjuje prve štiri zahteve iz zahtevnika
Fig. 3. The concept of the intake manifold that fulfills the first four requirements from the check list

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j + \bar{\rho} \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j - \bar{\tau}_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \bar{\rho} \cdot g \frac{x_i}{|x|} = 0 \quad (2),$$

kjer so: u_j - komponenta hitrosti v smeri kartezične koordinate x_j , p - tlak, ρ - gostota, τ_{ij} - pa tenzor napetosti.

Prenosni enačbi k - ε izbranega turbulentnega modela sta:

$$(u \cdot \nabla)k - \nabla \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] - G_k - G_b + \varepsilon + Y_M = 0 \quad (3)$$

$$(u \cdot \nabla)\varepsilon - \nabla \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] - C_1 \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_3 G_b) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} = 0 \quad (4),$$

kjer so: ν_t - turbulentna viskoznost, G_k - nastajanje turbulentne kinetične energije, G_b - nastajanje turbulence zaradi gravitacije, Y_M - vpliv stisljivosti tekočine na turbulenco in $C_1, C_2, C_{\mu}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ - izkustvene stalnice modela.

Oblika in izmere sesalnega sistema so bile na začetku predpostavljene po inženirskih izkušnjah. Robni pogoji so podani z nespremenljivim padcem tlaka, ki je značilen za sesalni sistem. Izvedena je bila numerična analiza predpostavljenega začetnega sesalnega sistema. Izračunali smo polja hitrosti, tlaka in turbulentne kinetične energije vzdolž sesalnega sistema. Kot vzorčni rezultat sta na sliki 4 prikazani hitrostni polji na površini kanalov, ki vodita zrak v prvi oziroma v drugi valj.

Slika 5 kaže, kako se spreminja prerez sesalnega sistema. Razvidno je, da se zrak bolj ali manj enakomerno razporedi v posamezne vstopne kanale.

Sesalni vod je glede na podatke v preglednici 2 v osnutku odlično oblikovan, saj je razlika v količini zraka, ki prihaja v valje manj ko 1%. Porazdelitev zraka po valjih je torej enakomerna. Vbrizgalne ventile za gorivo

where u_j is the component of the velocity in the x_j Cartesian coordinate direction, p is the pressure, ρ is the density and τ_{ij} is the stress tensor.

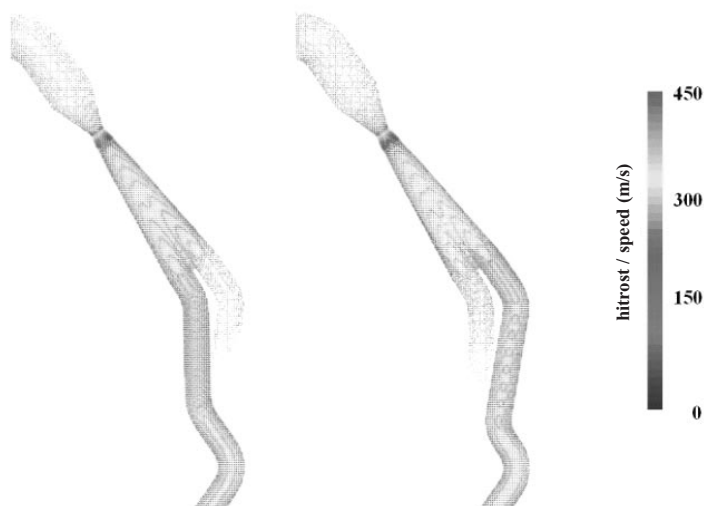
The two transport equations of the chosen k - ε turbulent model are:

where ν_t is the turbulent viscosity, G_k is the production of turbulent kinetic energy, G_b is the turbulence production due to the gravitation, Y_M is the influence of the fluid compressibility on the turbulence and $C_1, C_2, C_{\mu}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$ are the empirical constants of the model.

At the beginning the shape and the dimensions of the intake manifolds were estimated on the basis of engineering experience. The boundary conditions are defined by the constant drop of the air flow pressure, which is characteristic for the intake manifold. The initial intake manifold was numerically analyzed and the velocity fields, the pressure distribution and the turbulent kinetic energy distribution along the intake-manifold channels were calculated. Figure 4 presents the velocity fields of the two channels that lead the air flow to the first and the second cylinders.

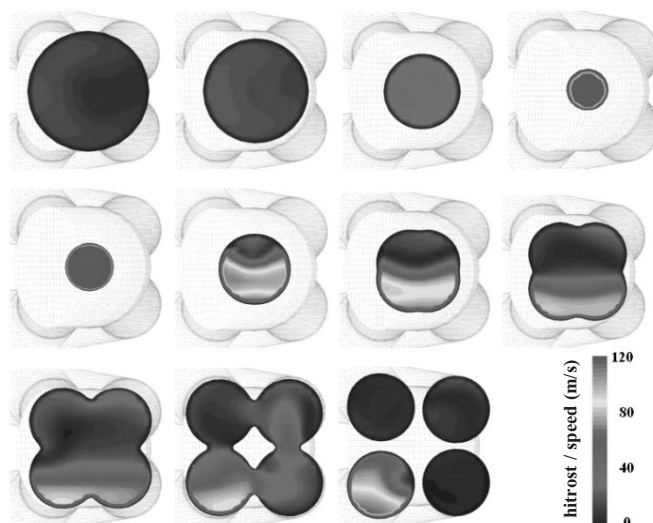
Figure 5 shows the cross-section changes of the intake manifold. It is obvious that the air is more or less equally distributed among the individual intake channels.

The data in Table 2 suggest that the intake manifolds have an excellent design, because the difference in the quantity of air that goes into the individual cylinders is less than 1%. The air



Sl. 4. Hitrostni polji na površini kanalov, ki vodita zrak v prvi in drugi valj

Fig. 4. The velocity fields on the surfaces of the channels that lead the air flow to the first and second cylinders



Sl. 5. Hitrostno polje v značilnih prerezih sesalnega sistema

Fig. 5. The velocity fields in the characteristic cross sections of the intake manifold

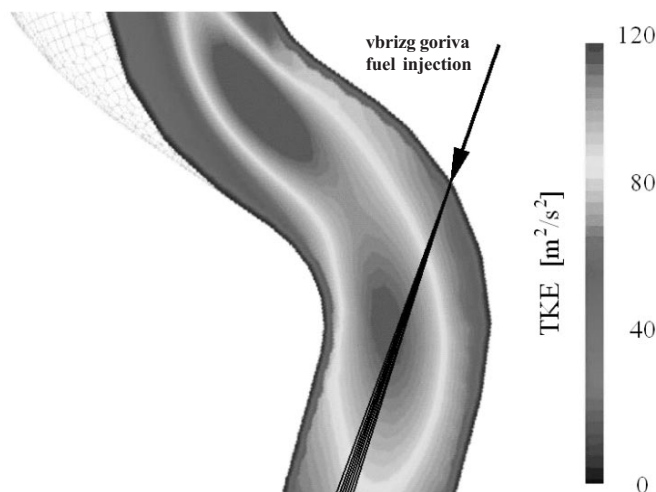
Preglednica 2. Primerjava tokovnih značilnic med cevmi sesalnega sistema

Table 2. Comparison of the airflow characteristics between the pipes

	cevi v valju 1 in 4 pipes 1 and 4	cevi v valju 2 in 3 pipes 2 and 3	razlika difference
pretok snovi, $\dot{m}$ v kg/s mass flow, $\dot{m}$ [kg/s]	0,0648	0,0653	0,77 %
hitrost, $\bar{v}$ v m/s velocity, $\bar{v}$ [m/s]	85,380	85,043	0,39 %

vgradimo tako, da curek goriva brizga v območje največjih hitrosti zraka ([4] in [5]). Zato je izbrana lega šob na zadnjem kolenu cevi sesalnega sistema, in sicer pod kotom 5° glede na središčno os vstopnih kanalov na motorju (sl. 6).

distribution among the cylinders is almost perfect. The injection valve has to be mounted so that the spray of fuel is directed into the field of the maximum air velocities ([4] and [5]). That is the reason why the fuel valve is positioned on the last pipe knee and inclined at an angle of 5° with respect to the central line of the intake channels, Figure 6.



Sl. 6. Vbrizgalni ventil vbrizga gorivo v območje največjih hitrosti
Fig. 6. Injection valve sprays the fuel into the field of maximum velocities

1.2 Izračun značilnic motorja

Za opis termodinamičnega postopka pri nespremenljivi vrtilni frekvenci v motorju je bil uporabljen program AVL Boost [6]. Tok snovi je obravnavan enorazsežno. Pretočne izgube na določenih mestih v motorju se upoštevajo z uporabo pretočnih koeficientov. Model delovanja motorja temelji na prvem zakonu termodinamike:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_f}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (5),$$

kjer člen na levi strani opisuje spremembo notranje energije znotraj valja, členi na desni pa delo bata, dovedeno toploto goriva, izgubo toplote na stenah in entalpijski tok.

Predpostavljeno je, da je mešanica goriva in zraka povsem homogena, kar pomeni, da je razmerje med zrakom in gorivom med postopkom zgorevanja vedno enako, pa tudi, da sta tlak in temperatura med zgorelim in nezgorelim delom zmesi vedno enaka:

$$\frac{dT_c}{d\alpha} = \frac{1}{\left(m_c \frac{\partial u}{\partial T} + \frac{m_B p_c}{T_c} \cdot \frac{\partial u_B}{\partial p} \right)} \cdot \left[\frac{dQ_f}{d\alpha} \left\{ 1 + \frac{1}{H_u} \left(u_F + \lambda L_{ST} u_{Air} - (1 + \lambda L_{ST}) \left[u_B + p_c \frac{\partial u_B}{\partial p} \right] \right) \right\} - \frac{dQ_w}{d\alpha} \right] - p_c \frac{\partial V_v}{\partial \alpha} \left(1 - \frac{m_B}{V_c} \frac{\partial u_b}{\partial p} \right) - \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \left(h_{BB} - u_c - p_c \frac{m_B}{m_c} \frac{\partial u_B}{\partial p} \right) \quad (6),$$

kjer so: T_c in p_c - temperatura in tlak znotraj valja, m_c , m_B in m_{BB} - masa zmesi v valju, masa zgorelega dela zmesi in masa zmesi, ki uide med batom in steno valja, α - kot zasuka ročične gredi, u , u_B , u_F in u_{Air} - specifična notranja energija, notranja energija zgorelega dela zmesi, notranja energija goriva in zraka. H_u - je spodnja kalorična vrednost, Q_f - energija goriva, λ - razmerje zraka, L_{ST} - stehiometrično razmerje, Q_w - izguba toplote na steni in h_{BB} - entalpija zmesi, ki uide med batom in steno valja.

1.2 Calculation of the engine's characteristics

In order to describe the thermodynamics process at a constant engine speed, the AVL Boost [6] package was used. The material flow is described by a one-dimensional model. Flow losses at the particular locations are considered by taking into account the discharge coefficients. The model of the engine's activity is based on the first law of thermodynamics:

where the term on the left-hand side of the equation describes the change of the internal energy inside in the cylinder, while the terms on the right-hand side of the equation represent the piston work, the heat release energy from the fuel, the heat losses through the cylinder liners and the enthalpy flow.

It is supposed that the air and the fuel mixture is perfectly homogenous, which, as a result, means that the relation between the air and the fuel during the burning process is always constant. Consequently, the pressure and the temperature in the burned as well as in the unburned mixture are the same:

where T_c and p_c are the temperature and the pressure inside the cylinder, m_c , m_B and m_{BB} are the mass of the mixture in the cylinder, the burned mass of the mixture, and the escaped mass of the mixture that leaks away through the gap between the piston and the liner, α is the angle of the crankshaft rotation, u , u_B , u_F and u_{Air} are the specific inner energy, the inner energy of the burned mixture, the inner energy of the fuel and the inner energy of the air. H_u is the lowest caloric value, Q_f is the fuel energy, λ is the air ratio, L_{ST} is stehiometric ratio, Q_w the heat loss on the liner and h_{BB} is the enthalpy of the mixture that escapes through the gap between the piston and the liner.

V izračunu je upoštevana tudi plinska enačba:

$$p_c = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_c \quad (7),$$

kjer je R_0 splošna plinska stalnica.

V našem primeru simuliranja delovanja motorja so bile izbrane naslednje funkcije. Za določitev sproščene toplote je bila uporabljena funkcija "Vibe":

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{(m+1)}} \quad (8)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (9)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_0}{\Delta\alpha_c} \quad (10),$$

kjer so: Q - toplotna vrednost dovedenega goriva, a - koeficient "Vibe" (popolno zgorevanje: 6,9), m - koeficient oblike, α , α_0 in $\Delta\alpha_c$ - kot zasuka ročične gredi, začetek in trajanje zgorevanja.

Prenos toplote je bil znotraj valja računani s funkcijo "Woschni 1978":

$$\alpha_w = 130 \cdot D^{-0,2} \cdot p_c^{0,8} \cdot T_c^{-0,53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,l}}{p_{c,l} \cdot V_{c,l}} \cdot (p_c - p_{c,o}) \right]^{0,8} \quad (11),$$

kjer so: α_w - koeficient prenosa toplote na stenah valja, D - premer bata, c_m - srednja hitrost bata, V_D - delovna prostornina enega valja, $p_{c,o}$ - čista kompresija, $p_{c,l}$ in $T_{c,l}$ - tlak in temperatura znotraj valja v trenutku zaprtja sesalnega ventila, C_i - pa numerične stalnice.

Sproščanje toplote v kanalih je bilo opisano z uporabo funkcij "Zapf" za sesalno in za izpušno stran:

$$\alpha_p = \left[C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2 \right] \cdot T_u^{0,33} \cdot \dot{m}^{0,68} \cdot d_{vi}^{-1,68} \cdot \left[1 - 0,765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}} \right] \quad (12)$$

$$\alpha_p = \left[C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2 \right] \cdot T_u^{0,44} \cdot \dot{m}^{0,5} \cdot d_{vi}^{-1,5} \cdot \left[1 - 0,797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}} \right] \quad (13),$$

kjer so: α_p - koeficient prenosa toplote skozi sesalne oziroma izpušne kanale, $\dot{m}$ - masni pretok, T_u - temperatura na vstopu v kanal, d_{vi} in h_v - premer sedeža ventila in njegov dvig.

Za potrditev omenjenega enorazsežnega modela motorja smo izračunane rezultate primerjali z izkustveno dobljenimi rezultati (sl. 7).

Kakor je razvidno, so razlike med preskusom in numeričnimi izračuni zelo majhne. Zaradi tega lahko predpostavimo, da je opisan numerični model motorja dovolj zanesljiv in ga lahko vključimo v postopek optimiranja sesalnega sistema.

1.3 Optimiranje sesalnega sistema

Obliko sesalnega sistema pustimo takšno, kakršna je bila predpostavljena v začetnem osnutku,

The gas equation is also involved in the calculation procedure:

where R_0 is the general gas constant.

In our engine simulation the following formulas were chosen. To describe the heat release the so-called 'Vibe' function was used:

where Q is the heat value of the intake fuel, a is the 'Vibe' (perfect burning: 6.9) coefficient, m is the coefficient of the shape, α , α_0 and $\Delta\alpha_c$ are the angle of the crankshaft rotation, the angle of the combustion start and the angle of the combustion duration.

The heat exchange inside the cylinder was calculated using the formula "Woschni 1978":

where α_w is the coefficient of heat transfer through the liner walls, D is the piston diameter, c_m is the mean piston velocity, V_D is the working displacement of one piston, $p_{c,o}$ is the pure compression, $p_{c,l}$ and $T_{c,l}$ are the pressure and the temperature inside the cylinder at the moment of the intake valve closing, while C_i is a numerical constant.

The heat release in the channels was described by using the "Zapf" formulae for the intake side and the exhaust side respectively:

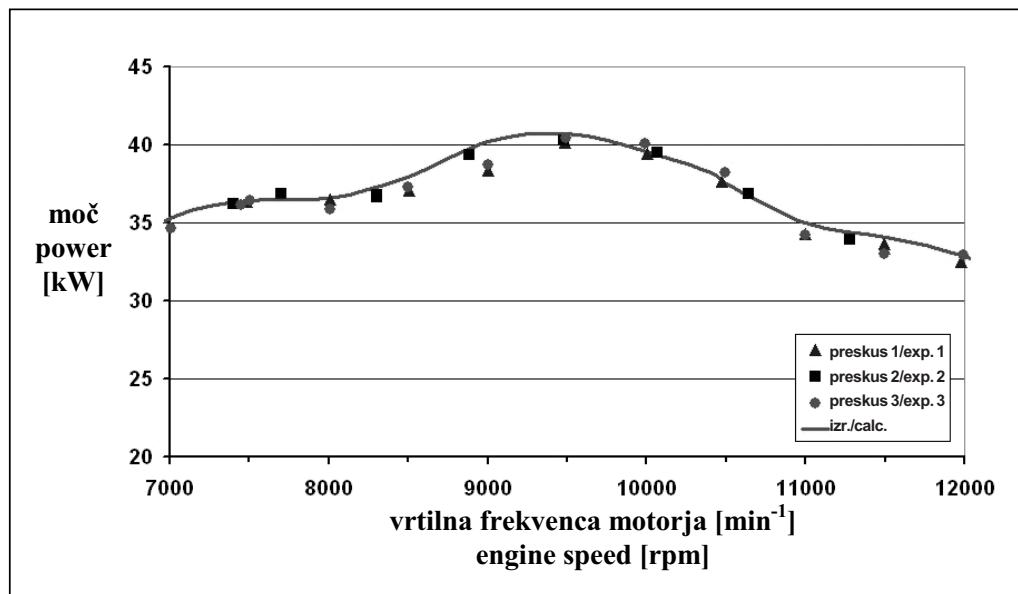
where α_p is the coefficient of heat transfer through the intake/exhaust channels, $\dot{m}$ is the mass flow, T_u is the temperature on the channel input side, d_{vi} and h_v are the valve seat diameter and the valve lift, respectively.

In order to verify the one-dimensional model above, the calculated results were compared to the experimental data, Figure 7.

As can be seen, the differences between the experiment and the numerical calculations are rather small. Therefore, one can assume that the described numerical engine model is good enough to be employed for the intake-manifold optimization.

1.3 The intake-manifold optimization

The basic form of the intake manifold was taken from the initial concept because it was clearly evident



Sl. 7. Izmerjena in izračunana (izr.) dejanska moč motorja
Fig. 7. Measured and calculated (calc.) effective engine power

saj je dokazano, da je polnjenje valjev enakomerno. Spreminjamo le izbrane izmere. Zamisel je bila taka, da določimo njihove optimalne vrednosti, tako da čimbolj povečamo moč motorja v najbolj pomembnih delovnih področjih obratovanja motorja.

1.3.1 Problem optimalnega projektiranja

Problem optimalnega projektiranja lahko zapišemo v naslednji obliki:

$$\min \hat{g}_0(\mathbf{b}, \mathbf{u}) \quad (14)$$

ob upoštevanju pogojev

$$\hat{g}_i(\mathbf{b}, \mathbf{u}) \leq 0, \quad i = 1, \dots, j \quad (15)$$

in enačbe stanja

$$\dot{\mathbf{u}} = \hat{f}(\mathbf{b}, t, \mathbf{u}), \quad \mathbf{u}|_{t=0} = \mathbf{u}_0 \quad (16),$$

kjer je $\mathbf{b} \in \mathbb{R}^n$ vektor projektnih spremenljivk. Vektor $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^m$ označuje odzivne spremenljivke, ki opisujejo odziv sistema, $\dot{\mathbf{u}} \in \mathbb{R}^m$ so njihovi časovni odvodi, t je časovna spremenljivka. Enačba stanja (2.16) označuje odvisnost $\mathbf{u}$ od t in $\mathbf{b}$. Skalarne funkcije $\hat{g}_0$ in $\hat{g}_i$ označujejo namensko in omejitvene funkcije. Namenska funkcija je odvisna od kakovosti oblikovanja $\mathbf{b}$, medtem ko omejitvene funkcije odsevajo mehanske, tehnološke in druge omejitve. Simbol n označuje število projektnih spremenljivk, m število odzivnih spremenljivk in j število omejitev. V našem primeru so funkcije $\hat{g}_0$ in $\hat{g}_i$ odvedljive po $\mathbf{b}$ in projektne spremenljivke so zvezne, zato je problem optimalnega projektiranja

that this shape ensures equal loading of the mixture for each cylinder. Some of the manifold dimensions, however, can still be changed. The idea now is to determine the optimum values for these dimensions so that the engine power will be increased as much as possible in the most important operating regimes of the engine.

1.3.1 The problem of optimum design

The problem of optimum design can be written in the following form:

subject to the constraints:

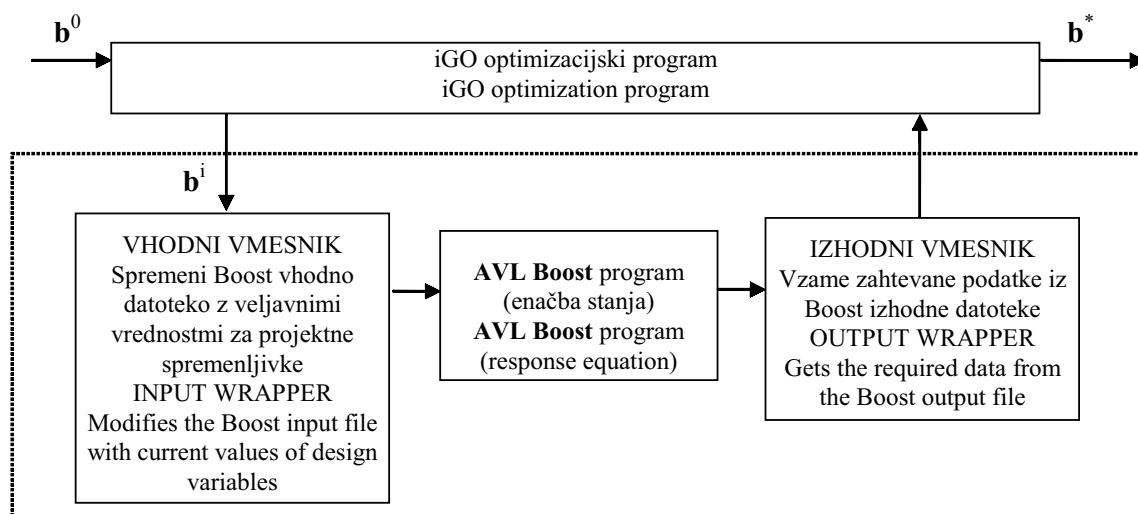
and the response equation:

where $\mathbf{b} \in \mathbb{R}^n$ is the vector of the design variables. The vector $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^m$ denotes the response variables that describe the response of the system, $\dot{\mathbf{u}} \in \mathbb{R}^m$ are their time derivatives and t is the time variable. The response equation (2.16) establishes the dependence of $\mathbf{u}$ on t and $\mathbf{b}$. The scalar functions $\hat{g}_0$ and $\hat{g}_i$ denote the objective and constraint functions respectively. The objective function depends on the quality of the design, meanwhile the constraint functions reflect the mechanical, technological and other constraints. The symbol n denotes the number of design variables, m denotes the number of response variables and j denotes the number of constraints. In our case the functions $\hat{g}_0$ and $\hat{g}_i$ are differentiable with respect to $\mathbf{b}$ and the design variables are continuous. Therefore, the problem

mogoče reševati z uporabo približne metode kot ene izmed gradientnih metod matematičnega programiranja.

1.3.2 Postopek optimalnega projektiranja

Za reševanje problema optimalnega projektiranja je bil uporabljen program iGO, ki je bil razvit na temelju približne metode ([7] in [8]). Pravzaprav iGO zaganja zunanje programe – tako imenovane simulatorje – za določitev vrednosti namenske in omejitvenih funkcij. Potem kliče svoj lastni optimizator za izboljšanje vrednosti projektnih spremenljivk. Celoten iteracijski postopek reševanja problema optimalnega projektiranja je prikazan na sliki 8.



Sl. 8. Postopek reševanja problema optimalnega projektiranja
Fig. 8. The procedure for solving the optimum design problem

1.3.3 Optimalno projektiranje sesalnega voda

Kot projektni spremenljivki v problemu optimalnega projektiranja se pojavljata premer d in dolžina L primarnih cevi sesalnega sistema:

$$\mathbf{b} = [d, L]^T \quad (17).$$

Začetne vrednosti projektnih spremenljivk so bile določene z geometrijskimi merami predpostavljenega sesalnega sistema $b_1^{(0)} = 37\text{mm}$, $b_2^{(0)} = 340\text{mm}$. Zaradi možnosti takojšnje vgradnje sesalnega sistema v sedanji dirkalnik, je bilo treba glede na spreminjanje geometrijske oblike primarnih cevi, spreminjati tudi geometrijsko obliko difuzorja, tako da je skupna dolžina sesalnega sistema ostala nespremenjena.

Ker smo želeli povečati moč motorja, je bila namenska funkcija definirana kot vsota moči pri posameznih vrtilnih frekvencah, pomnožena z ustreznimi utežnimi faktorji. Karakteristične vrtilne frekvence so bile določene glede na pogoje vožnje. Tako lahko namensko funkcijo zapišemo kot:

of optimum design can be solved by using an approximation method, which is one of the gradient methods of mathematical programming

1.3.2 The optimum design procedure

To solve the optimum design problem, the program iGO was employed. This is a stand-alone program containing the approximation method described in ([7] and [8]). Essentially, iGO runs external programs – called simulators – in order to get the values of the objective and constraint functions. After that it calls its own built-in optimizer to improve the values of the design variables. This procedure is then repeated iteratively as shown in Figure 8.

1.3.3 Optimum design of the intake manifold

The design variables in the problem of optimizing the intake-manifold design are the diameter d and the length L of the manifold intake pipes:

The initial values of the variables are taken from the basic intake-manifold form as follows $b_1^{(0)} = 37\text{mm}$, $b_2^{(0)} = 340\text{mm}$. In order to ensure proper fitting of the intake manifold into the racing car, it is necessary to change the geometry of the manifold in such a way that the total length of the intake manifold does not change.

Since we want to increase the power of the engine, the objective function was defined as the sum of the individual engine powers at the corresponding rotation speeds and multiplied by appropriate weighting factors. The characteristic rotation speeds were selected according to the driving regime. As a result, the objective function can be written as follows:

$$g_0 = -\sum_{z=1}^N \psi_z P_{e,z} \quad (18),$$

kjer oznake ψ_z , $z = 1, \dots, N$ označujejo utežne faktorje za N posameznih delovnih režimov, medtem ko $P_{e,1}$, $P_{e,2}$, ..., $P_{e,N}$ označujejo dejansko moč na posameznem delovnem režimu. Z minimiziranjem vsote v enačbi (2.18) se pričakuje povečanje moči motorja.

Zahtevani pogoji, ki morajo biti izpolnjeni pri optimiranju sesalnega sistema, se nanašajo na celotno dolžino cevi L (najmanjša dolžina cevi $L_{\min}$), specifično porabo goriva $g_{e,z}$ (največja dovoljena poraba $g_{e,\max} = 350$ g/kWh), hrup ζ (največji dovoljeni hrup $\zeta_{\max} = 110$ dBA) in na projektne spremenljivke $20 \text{ mm} < b_1 < 60 \text{ mm}$ in $300 \text{ mm} < b_2 < 400 \text{ mm}$. Te omejitve lahko zapišemo kot:

$$\begin{aligned} L_{\min} - L &\leq 0 \\ g_{e,z} - g_{e,\max} &\leq 0, \quad z = 1, \dots, N \\ \zeta_z - \zeta_{\max} &\leq 0, \quad z = 1, \dots, N \\ b_i^L < b_i < b_i^U, \quad i = 1, \dots, n \end{aligned} \quad (19).$$

Rezultati optimiranja so prikazani na sliki 9. Moč motorja z začetno obliko sesalnega sistema je izračunana na podlagi začetnih izbranih vrednosti projektnih spremenljivk, kakor je bilo dejansko izdelano. Moč motorja z optimiranimi vrednostmi projektnih spremenljivk $L = 310,2 \text{ mm}$ in $d = 40,6 \text{ mm}$ je v celotnem zanimivem delovnem področju motorja precej izboljšana. Pri tem so bili vsi pogoji (19) izpolnjeni. Na sliki 10 sta prikazani obe obliki sesalnega sistema.

where the symbols ψ_z , $z = 1, \dots, N$ denote the weighting factors for N individual operating regimes, meanwhile the symbols $P_{e,1}$, $P_{e,2}$, ..., $P_{e,N}$ denote the effective powers for individual operating regimes. By minimizing the sum defined in (2.18) it is possible to increase the engine's power.

The constraints that should be taken into account during the optimization are related to the total pipe length L (the minimum pipe length is $L_{\min}$), the specific fuel consumption $g_{e,z}$ (the maximum allowed fuel consumption is $g_{e,\max} = 350$ g/kWh), the noise ζ (the maximum allowed noise is $\zeta_{\max} = 110$ dBA) and to the design variables $20 \text{ mm} < b_1 < 60 \text{ mm}$ as well as $300 \text{ mm} < b_2 < 400 \text{ mm}$. These constraints can be written as:

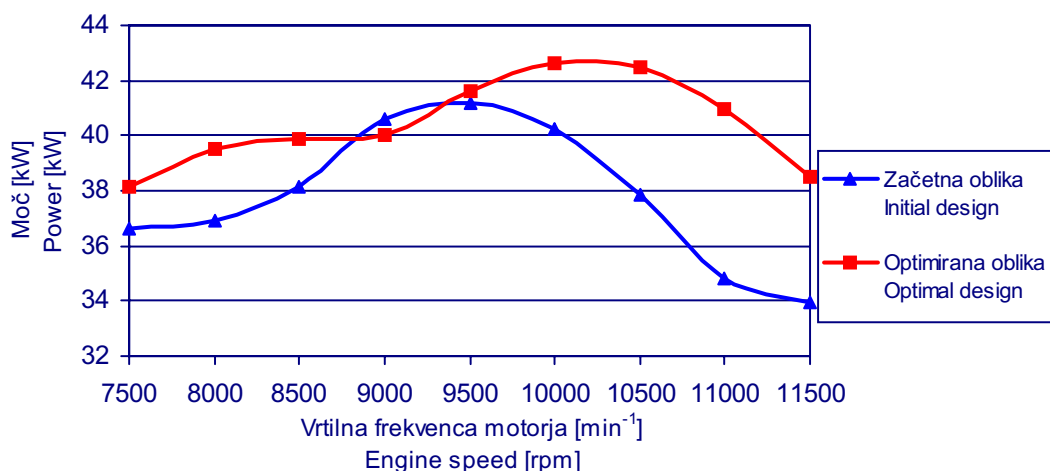
The results of the optimization are shown in Figure 9. The initial design corresponds to the actually manufactured manifold. As can be seen, the optimized values of the design variables $L = 310.2 \text{ mm}$ and $d = 40.6 \text{ mm}$ significantly increase the engine's power across the whole working range of the engine. The conditions defined in (19) remained fulfilled. Figure 10 shows both forms of intake manifold.

2 SPREMINJANJE OSNUTKA DIRKALNIKA

Konstruktivski prijemi, kakor je pravkar obdelano optimiranje sesalnega sistema, dajo dirkalniku novo kakovost, toda za še odločilnejše izboljšanje lastnosti vozila je treba poseči v

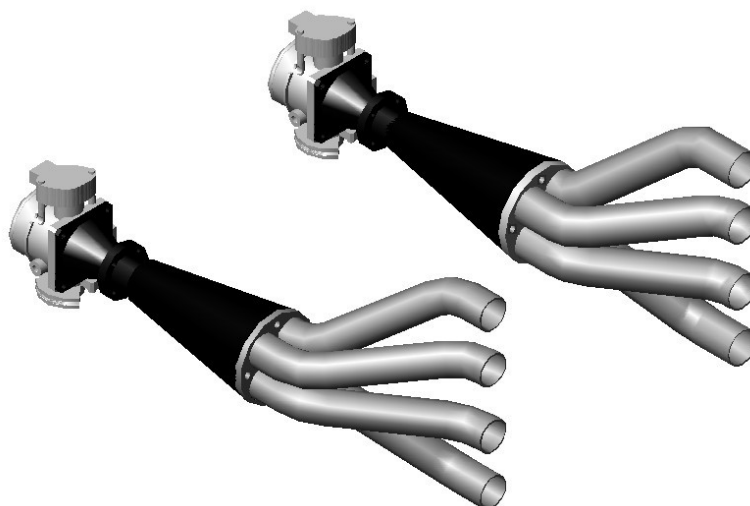
2 CHANGING THE BASIC RACING CAR CONCEPT

The design approach, such as the already described optimization procedure for the intake manifold, gives the car new quality, but to get more effective properties of the car it is necessary to intervene in the



Sl. 9. Moč motorja se poveča z optimiranjem izmer in oblike sesalnega voda

Fig. 9. By optimizing the dimensions and the shape of the intake manifold the engine power is increased significantly



Sl. 10. Začetna in optimirana oblika sesalnega voda
Fig. 10. Initial and final shapes of the intake manifold

zgodnejše faze razvoja. Oblika dirkalnika je deloma odvisna od pravilnika organizatorja tekmovanja, v veliki meri pa od znanja in hrabrosti ustvarjalcev. Kako dober bo dirkalnik, je odvisno od dobrega osnutka. Najučinkovitejša metoda za oblikovanje dobrega dirkalnika je poleg zbiranja lastnih izkušenj

earlier design phases. The shape of the racing car only partly depends on the competition's regulations. Thus, the biggest influence on the shape depends on the knowledge and the courage of the creators themselves. The quality of the racing car mostly depends on the quality of the basic concept. The most effective methods

Preglednica 3.1. Zahtevnik za dirkalnik Formula S

Table 3.1. Conceptual check list for the Formula S racing car

Št. No.	Zahteve v zvezi z gradnjo jeklenega okvirja Requirements concerning the steel chassis	
1	Avtomobil mora imeti tri varnostne loke The car has three safety hoops	obvezno required
2	Ob strani naj voznika varujejo vsaj tri cevi At least three tubes are on the driver's side in order to protect him	obvezno required
3	Glavni lok, ki varuje voznikovo glavo, mora biti podprt The main hoop that protects the driver's head is fixed by two brackets	obvezno required
4	Lok, ki je nad kolena, mora biti podprt z dvema podporama The front hoop to protect the driver's knees is fixed by two brackets	obvezno required
5	Prednji lok mora biti podprt z dvema podporama The hoop to protect the driver's foot is fixed by the two brackets	obvezno required
6	Avtomobil mora biti opremljen z mečkalno cono dolžine 150 mm The car is equipped with a crush zone that has a length of 150 mm	obvezno required
7	Hram goriva mora biti vgrajen znotraj okvirja The fuel tank is placed inside the chassis members	obvezno required
8	Najmanjši premer platišča je 10" The minimum wheel diameter is 10"	obvezno required
9	Najkrajše medosje je 1525 mm The shortest wheelbase is 1525 mm	obvezno required
10	Kolesa naj bodo čim manjšega premera The wheel dynamics diameter is as small as possible	želja desired
11	Medosje naj bo čim bližje najkrajšemu The wheelbase is as close to the minimum wheelbase as possible	želja desired
12	Avtomobil naj bo čim krajši The length of the racing car is as short as possible	želja desired
13	Težišče avtomobila naj bo čim nižje The center of gravity of the car is as low as possible	želja desired

tudi analiza dobrih lastnosti vozil, ki so bila najboljša v dosedanjih tekmovanjih. Zahtevnik, preglednica 3, je nastal iz lastnih izkušenj, opazovanj konkurenčnih vozil in zahtev organizatorja [2].

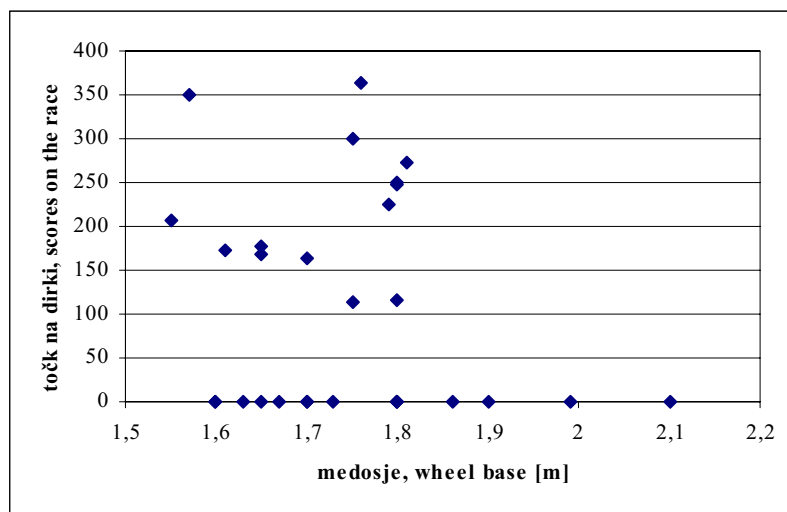
Analiza konkurenčnih vozil je pomagala do ugotovitve, da dolga vozila - tudi naša Formula S je bila dolgo vozilo - niso uspešna (sl. 11), zato smo iskali zamisel, kako vozilo skrajšati.

Očitno je postalo, da bi dirkalnik (sl. 12a) lahko zelo skrajšali s premikom motorja ob bok voznika (sl. 12b). Da ne bi povečali širine vozila, bi bilo treba voznika premakniti s sredine vozila na levo stran. Na ta način bi dobili morda celo prekratko vozilo, zato bi lahko uvedli še dodatno poenostavitev, tako da bi zadnji kolesi pomaknili bližje skupaj in se izognili diferencialnemu gonilu, celotna dolžina vozila pa bi se le malo podaljšala (sl. 12c).

for conceiving a good racing car are collecting our own experiences and analyzing the cars that were the best in previous competitions. The check list that is formed on the basis of our own experiences, looking at competitors and the competition rules [2] is presented in Table 3.

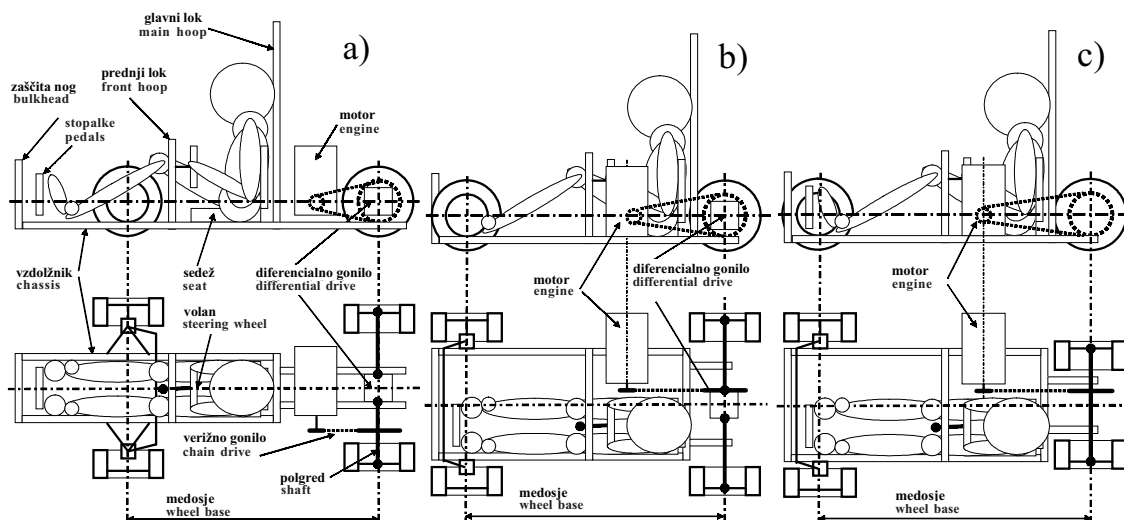
The analysis of other racing cars helped us to discover that long vehicles (and our car was also a long vehicle) were not successful, Figure 11. Therefore, we started to look for fresh ideas as to how to shorten the vehicle effectively.

It became obvious that the most effective way to shorten the car, Fig. 12a, was to move the engine next to the driver. In order to make this possible, the driver should be moved from the central line of the vehicle to the left-hand side of the vehicle. With this modification we can achieve such a short vehicle that we have the possibility to introduce additional simplifications: we can shift the rear wheels closer to the central line in order to avoid the need for a differential drive. This would increase the total length of the vehicle, but only by a small amount, Fig. 12c.



Sl. 11. Odvisnost medosja in števila točk na dirki (Formula Student 2002)

Fig. 11. The relationship between the wheelbase and the numbers of scores in the race (Formula Student 2002)



Sl. 12. Postavitev motorja v dirkalniku Formula S

Fig. 12. Fitting the engine into the Formula S racing car

Med zelo pomembne značilnosti dirkalnika spada tudi velikost platišč, zato smo hoteli tudi to izhodišče utemeljiti z analizo konkurenčnih dirkalnikov. V nasprotju s prepričanjem, da morajo biti kolesa čim manjša, ker so potem tudi lažja, so štiri najboljše ekipe imele avtomobile opremljene s 13-palčnimi platišči, ker večja platišča pomenijo boljše vozne lastnosti dirkalnika. To je dovolj močan argument, da lahko tudi ekipa Univerze v Mariboru še dalje ostane pri 13-palčnih platiščih.

Velja prepričanje, da dirkalnik mora imeti karoserijo, saj prav neka lupina, ki je narejena iz pločevine ali umetne snovi, ojačene s steklenimi, ogljikovimi ali aramidnimi vlakni, daje avtomobilu obliko. Toda takšna karoserija je lahko težka od 15 do 25 kg. To je lahko kar 7 ali še več odstotkov skupne mase. Prav zato smo se odločili, da z novim osnutkom drastično zmanjšamo tudi maso karoserije, in sicer tako, da bo karoserija narejena iz blaga. Karoserija dirkalnika naj bo obleka dirkalnika, ki se bo lahko nanj hitro namestila in prav tako tudi hitro snela. Lahko jo bomo zamenjali enako, kakor človek zamenja obleko.

3 SKLEP

Kakovost dirkalnega avtomobila je odvisna od dobro zasnovanih in narejenih podrobnih rešitev, kakor je v tem primeru predstavljen sesalni sistem, prav tako pa je kakovost odvisna tudi od dobrega osnovnega osnutka. V tem prispevku sta prikazana pomena obeh prijemov. Rešitve, ki sta jih prinesla analiza in optimiranje sesalnega sistema, so že uporabljene v najnovejšem modelu dirkalnika Formula S, medtem ko bodo prikazane zamiselne rešitve prišle v uporabo s prihodnjimi modeli. Glede osnutka dirkalnika Formula S pripravljamo v prihodnjem kar nekaj izrazitih sprememb, ki jih je težko ovrednotiti s številkami, a morajo pozitivno vplivati na značilnosti dirkalnika, ker so večinoma usmerjene v zmanjševanje geometrijskih izmer in mase dirkalnika. Zaradi finančnih razlogov ne bo mogoče prav vseh zamiselnih sprememb uporabiti na modelu naslednje sezone, vendar smo prepričani, da bo že vsaka sprememba pomagala tako v boju za nove točke glede inovativnosti, kakor tudi glede hitrosti in zmožnosti dirkalnika.

One of the most important properties of the racing car is defined by the wheel diameter. Therefore, this fact should also be based on investigating the competitors' cars. Contrary to the belief that the wheel diameter should be as small as possible in order to reduce weight, the first four teams were equipped with (rather large) 13" wheels. Larger wheels improve the drive properties of the racing car so effectively that the additional weight can be neglected. This was the most powerful argument that convinced the Formula S crew to continue with 13" wheels.

The most common belief is that the racing car should have a car body that is made of steel sheets or artificial materials reinforced by glass fibers, carbon fibers or aramid fibers. Only the car body gives the car its final shape. In our case the car body weighs from 15 to 25 kilograms, which is around 7 or more percent of the total weight of the car. For this reason this fact we decided to drastically reduce the car body mass by introducing a car body made of hardwearing cloth. The car body should be a cloth that can be fitted and removed quickly – just like an ordinary set of clothes.

3 CONCLUSION

The racing car's characteristics depend on well-designed and well-made details, which in our case is illustrated by the optimized intake-manifold system. On the other hand, the car's quality depends even more on a good basic concept. In this paper the meaning of both approaches is pointed out. The solutions, which are the result of the analysis and the optimization of the intake manifold, are already in use in the latest model of the Formula S racing car. The conceptual solutions will be implemented in future models. For the near future, some even more drastic changes to the concept of the Formula S racing car are being prepared. These changes are very hard to evaluate numerically but they should all improve the dynamical properties of the vehicle because they are mostly related to the dimensions and reducing the mass. For economic reasons it will not be possible to implement all of the planned improvements to cars in the near future. However, we are convinced that each introduced change will help us in the battle for higher scores by giving us better general characteristics of the racing car, such as higher speeds.

4 LITERATURA

4 REFERENCES

- [1] Atton, David: *Formula Student 2002 competition commemorative magazine*, Profesional Engineering Publishing, London, 2002.
- [2] 2003 Formula SAE® Rules, <http://www.sae.org/students/fsaerules.pdf>.
- [3] Mahendra, S.H. (1997) Systematic mechanical designing, I. izd., *The American Society of Mechanical Engineers*, New York, 1997, 213-249, ISBN 0-7918-0042-3.
- [4] FIRE Version 7.2 User Manual, *AVL List GmbH*, Graz.
- [5] Heywood, J.B. (1988) Internal combustion engine fundamentals, ISBN 0-07-100499-8, *McGraw-Hill Book Co.*

- [6] BOOST Version 3.3, User's guide, *AVL List GmbH*, Graz.
- [7] Kegl, M., B. J. Butinar, B. Kegl (2002) An efficient gradient-based optimization algorithm for mechanical systems, *Communications in numerical methods in engineering*, *Commun. Numer. Meth. Engng.* 2002; 18:363-371 (DOI: 10.1002/cnm.499).
- [8] Kegl, M., M. M. Oblak (1997) Optimization of mechanical systems: Non linear first-order approximation with an additive convex term, *Communications in numerical methods in engineering*, Vol. 13: 13-20.

Naslov avtorjev: doc.dr. Stanislav Pehan
doc.dr. Breda Kegl
mag. Primož Pogorevc
Univerza v Mariboru
Fakulteta za strojništvo
Smetanova 17
2000 Maribor
stanislav.pehan@un-mb.si
breda.kegl@un-mb.si
primoz.pogorevc@uni-mb.si

Authors Address: Doc.Dr. Stanislav Pehan
Doc.Dr. Breda Kegl
Mag. Primož Pogorevc
University of Maribor
Faculty of Mechanical Eng.
Smetanova 17
2000 Maribor, Slovenia
stanislav.pehan@un-mb.si
breda.kegl@un-mb.si
primoz.pogorevc@uni-mb.si

Prejeto: 11.11.2003
Received:

Sprejeto: 12.2.2004
Accepted:

Odperto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Strokovna literatura

Professional Literature

Nove knjige

Springer for Science, AM Ijmuiden

- Aamo, O.M., Krstic, M.: Flow control by feedback. Ca. 198 str., 89,95 €.
- Borrelli, F.: Constrained optimal control of linear and hybrid systems. Ca. 209 str., 79,95 €.
- Blanke, M., Kinnaert, M., Lunze, J., Staroswiecki: Diagnosis and fault-tolerant control. Ca. 571 str., 99,95 €.
- Bloch, A.M.: Nonholonomic mechanics and control. Ca. 483 str., 69,95 €.
- Damic, V., Montgomery, J.: Mechatronics by bond graphs. Ca. 448 str., 89,95 €.
- Garces, F.R., Becerra, V.M., Kambhampati, C., Warwick, K.: Strategies for feedback linearisation. Ca. 172 str., 89,95 €.
- Gertsbakh, I.: Measurement theory for engineers. Ca. 150 str., 39,95 €.
- Gustafsson, F., Bergman, N.: MATLAB® for engineers explained. Ca. 218 str., 29,95 €.
- Isermann, R.: Mechatronic Systems. Ca. 640 str., 129,95 €.
- Johansson, R., Rantzer, A.: Nonlinear and hybrid systems in automotive control. Ca. 440 str., 99,95 €.

- Johnson, M.A., Moradi, M. H.: PID controller design. 99,95 €.
- Khorrami, F., Krishnamurthy, P., Melkote, H.: Modeling and adaptive nonlinear control of electric motors. Ca. 523 str., 129,95 €.
- Lee, J.: Software engineering with computational intelligence. Ca. 270 str., 74,95 €.
- Mahmoud, M., Jiang, J., Zhang, Y.: Active fault tolerant control systems. Ca. 210 str., 64,95 €.
- Natale, C.: Interaction control of robot manipulators. Ca. 108 str., 39,95 €.
- Pham, H.: Handbook of reliability engineering. Ca. 663 str., 199,95 €.
- Taware, A., Tao, G.: Control of sandwich nonlinear systems. Ca. 226 str., 74,95 €.
- Tokhi, M.O., Hossain, M.A., Shaheed, M.H.: Parallel computing for real-time signal processing and control. Ca. 253 str., 59,95 €.
- Wang, Q.-G., Lee, T.H., Chong, L.: Relay feedback. Ca. 385 str., 99,95 €.
- Xu, J.-X., Tan, Y.: Linear and nonlinear iterative learning control. Ca. 177 str., 69,95 €.
- Yang, W.: Mechatronic reliability. Ca. 324 str., 74,95 €.
- Zhou, C., Maravall, D., Ruan, D.: Autonomous robotic systems. Ca. 500 str., 89,95 €.

Popravek

Correction

V prejšnji številki Strojniškega vestnika je prišlo v članku Bernik R., Benedičič J., Duhovnik J.: "Zasnova trosilnika za hlevski gnoj z matematičnim modelom" do neljube napake. Avtorjem se za napako opravičujemo. Zadnji stavek prvega odstavka na strani 543 se pravilno glasi:

Sila F je reakcija trenja med podlago in delcem zaradi krožnega gibanja delca. Rotor ima stalno kotno hitrost (ω).

In the last issue of Journal of Mechanical Engineering an unfortunate mistake occurred in the paper of Bernik R., Benedičič J., Duhovnik J.: "Conceptual design of a stable-manure spreader using a mathematical model". We apologize to the authors. The last sentence of first paragraph on page 543 correctly reads:

The force F results from the friction between the piece and the surface on which it slides because of the piece's circular movement. The rotor has a constant angular velocity (ω).

Osebnosti

Personal Events

Doktorati, magisteriji, specializacije, diplome

DOKTORATI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoje doktorske disertacije:

dne 12. decembra 2003: mag. Franc Markelj, z naslovom: "Matematično modeliranje toplotnih in strukturnih procesov pri TIG varjenju feritnega nerjavnega jekla";

dne 19. decembra 2003: mag. Marko Hočevnar, z naslovom: "Eksperimentalno modeliranje turbulentnega polja z vizualizacijo in nevronske mreže" in

dne 22. decembra 2003: mag. Anton Vezjak, z naslovom: "Vpliv režimov mazanja in topografije na nosilnost tesnilnih obročev drsnih tesnil".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo doktorja znanosti.

MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoja magistrska dela:

dne 2. decembra 2003: Marko Lampret, z naslovom: "Vodenje energetskega toka v farmacevtski industriji" in *Borut Sterle*, z naslovom: "Visokohitrostna obdelava kot metoda hitre izdelave prototipov pri razvoju novega izdelka";

dne 3. decembra 2003: Andrej Knego, z naslovom: "Razvoj adaptivno krmiljenih mehanskih struktur" in

dne 18. decembra 2003: Tomaž Berlec, z naslovom: "Diagnostika pretočnega časa operacij".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra znanosti.

SPECIALIZACIJE

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru je z uspehom zagovarjal svoje specialistično delo:

dne 5. decembra 2003: Aleš Brence, z naslovom: "Povečanje konkurenčnosti dela na profilirani liniji".

S tem je navedeni kandidat dosegel stopnjo specialista.

DIPLOMIRANOST

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani je pridobil naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 23. decembra 2003: Gašper Šušteršič.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 18. decembra 2003: Andrej HEBAR, Aleš MAJER, Primož ŠTEHARNIK.

*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 11. decembra 2003: Janez GOSTIŠA, Sergej KONCILJA, Rok Tomaž KOŽELJ, Leon LAUTAR, Žiga LEBAR, Franci LES, Marko POTOČNIK, Igor ŠKRBEČ, Miha ŠRAJ, Bojan ZELIČ.

dne 15. decembra 2003: Mihael HRASTELJ, Damjan PAVLIČ, Rajko SERUČNIK, Boris VERBIČ.

dne 16. decembra 2003: Martin ERŽEN, Gregor MIHEVC, Dušan SILA, Franci VALENČAK.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 18. decembra 2003: Marko BERTONCELJ, Andrej HERODEŽ, Andrej KLEZIN, Stojan LUKMAN, Mirko PAVČIČ, Aleš SEMPRIMOŽNIK, Bojan SMRDELJ, Simon SOLERO, Marko VIHTELIČ.

dne 19. decembra 2003: Primož GRČAR, Branko HORVAT.

Navodila avtorjem

Instructions for Authors

Članki morajo vsebovati:

- naslov, povzetek, besedilo članka in podnaslove slik v slovenskem in angleškem jeziku,
- dvojezične preglednice in slike (diagrami, risbe ali fotografije),
- seznam literature in
- podatke o avtorjih.

Strojniški vestnik izhaja od leta 1992 v dveh jezikih, tj. v slovenščini in angleščini, zato je obvezen prevod v angleščino. Obe besedili morata biti strokovno in jezikovno med seboj usklajeni. Članki naj bodo kratki in naj obsegajo približno 8 tipkanih strani. Izjemoma so strokovni članki, na željo avtorja, lahko tudi samo v slovenščini, vsebovati pa morajo angleški povzetek.

Vsebina članka

Članek naj bo napisan v naslednji obliki:

- Naslov, ki primerno opisuje vsebino članka.
- Povzetek, ki naj bo skrajšana oblika članka in naj ne presega 250 besed. Povzetek mora vsebovati osnove, jedro in cilje raziskave, uporabljeno metodologijo dela, povzetek rezultatov in osnovne sklepe.
- Uvod, v katerem naj bo pregled novejšega stanja in zadostne informacije za razumevanje ter pregled rezultatov dela, predstavljenih v članku.
- Teorija.
- Eksperimentalni del, ki naj vsebuje podatke o postavitvi preskusa in metode, uporabljene pri pridobitvi rezultatov.
- Rezultati, ki naj bodo jasno prikazani, po potrebi v obliki slik in preglednic.
- Razprava, v kateri naj bodo prikazane povezave in posplošitve, uporabljene za pridobitev rezultatov. Prikazana naj bo tudi pomembnost rezultatov in primerjava s poprej objavljenimi deli. (Zaradi narave posameznih raziskav so lahko rezultati in razprava, za jasnost in preprostejše bralčevo razumevanje, združeni v eno poglavje.)
- Sklepi, v katerih naj bo prikazan en ali več sklepov, ki izhajajo iz rezultatov in razprave.
- Literatura, ki mora biti v besedilu oštevilčena zaporedno in označena z oglatimi oklepaji [1] ter na koncu članka zbrana v seznamu literature. Vse opombe naj bodo označene z uporabo dvignjene številke¹.

Oblika članka

Besedilo naj bo pisano na listih formata A4, z dvojnimi presledkom med vrstami in s 3 cm širokim robom, da je dovolj prostora za popravke lektorjev. Najbolje je, da pripravite besedilo v urejevalniku Microsoft Word. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

Prosimo, da ne uporabljate urejevalnika LaTeX, saj program, s katerim pripravljamo Strojniški vestnik, ne uporablja njegovega formata. V urejevalniku LaTeX oblikujte grafe, preglednice in enačbe in jih stiskajte na kakovostnem laserskem tiskalniku, da jih bomo lahko presneli.

Enačbe naj bodo v besedilu postavljene v ločene vrstice in na desnem robu označene s tekočo številko v okroglih oklepajih

Enote in okrajšave

V besedilu, preglednicah in slikah uporabljajte le standardne označbe in okrajšave SI. Simbole fizikalnih veličin v besedilu pišite poševno (kurzivno), (npr. v , T , n itn.). Simbole enot, ki sestojijo iz črk, pa pokončno (npr. ms^{-1} , K, min, mm itn.).

Vse okrajšave naj bodo, ko se prvič pojavijo, napisane v celoti v slovenskem jeziku, npr. časovno spremenljiva geometrija (CSG).

Papers submitted for publication should comprise:

- Title, Abstract, Main Body of Text and Figure Captions in Slovene and English,
- Bilingual Tables and Figures (graphs, drawings or photographs),
- List of references and
- Information about the authors.

Since 1992, the Journal of Mechanical Engineering has been published bilingually, in Slovenian and English. The two texts must be compatible both in terms of technical content and language. Papers should be as short as possible and should on average comprise 8 typed pages. In exceptional cases, at the request of the authors, speciality papers may be written only in Slovene, but must include an English abstract.

The format of the paper

The paper should be written in the following format:

- A Title, which adequately describes the content of the paper.
- An Abstract, which should be viewed as a miniversion of the paper and should not exceed 250 words. The Abstract should state the principal objectives and the scope of the investigation, the methodology employed, summarize the results and state the principal conclusions.
- An Introduction, which should provide a review of recent literature and sufficient background information to allow the results of the paper to be understood and evaluated.
- A Theory
- An Experimental section, which should provide details of the experimental set-up and the methods used for obtaining the results.
- A Results section, which should clearly and concisely present the data using figures and tables where appropriate.
- A Discussion section, which should describe the relationships and generalisations shown by the results and discuss the significance of the results making comparisons with previously published work. (Because of the nature of some studies it may be appropriate to combine the Results and Discussion sections into a single section to improve the clarity and make it easier for the reader.)
- Conclusions, which should present one or more conclusions that have been drawn from the results and subsequent discussion.
- References, which must be numbered consecutively in the text using square brackets [1] and collected together in a reference list at the end of the paper. Any footnotes should be indicated by the use of a superscript¹.

The layout of the text

Texts should be written in A4 format, with double spacing and margins of 3 cm to provide editors with space to write in their corrections. Microsoft Word for Windows is the preferred format for submission. One hard copy, including all figures, tables and illustrations and an identical electronic version of the manuscript must be submitted simultaneously.

Please do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering. Graphs, tables and equations in LaTeX may be supplied in good quality hard-copy format, so that they can be copied for inclusion in the Journal.

Equations should be on a separate line in the main body of the text and marked on the right-hand side of the page with numbers in round brackets.

Units and abbreviations

Only standard SI symbols and abbreviations should be used in the text, tables and figures. Symbols for physical quantities in the text should be written in Italics (e.g. v , T , n , etc.). Symbols for units that consist of letters should be in plain text (e.g. ms^{-1} , K, min, mm, etc.).

All abbreviations should be spelt out in full on first appearance, e.g., variable time geometry (VTG).

Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Za pripravo diagramov in risb priporočamo CDR format (CorelDraw), saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi preprosto povečujemo ali pomanjšujemo.

Pri označevanju osi v diagramih, kadar je le mogoče, uporabite označbe veličin (npr. t , v , m itn.), da ni potrebno dvojezično označevanje. V diagramih z več krivuljami, mora biti vsaka krivulja označena. Pomen oznake mora biti pojasnjen v podnapisu slike.

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvirne fotografije ali kakovostno narejen posnetek. V izjemnih primerih so lahko slike tudi barvne.

Preglednice

Preglednice morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot preglednica 1, preglednica 2 itn. V preglednicah ne uporabljajte izpisanih imen veličin, ampak samo ustrezne simbole, da se izognemo dvojezični podvojitvi imen. K fizikalnim veličinam, npr. t (pisano poševno), pripišite enote (pisano pokončno) v novo vrsto brez oklepajev.

Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.

Seznam literature

Vsa literatura mora biti navedena v seznamu na koncu članka v prikazani obliki po vrsti za revije, zbornike in knjige:

- [1] Tarnig, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) Praktische Wirtschaftskybernetik. *Carl Hanser Verlag*, München.

Podatki o avtorjih

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštne naslove, številke telefona in faksa ter naslove elektronske pošte.

Sprejem člankov in avtorske pravice

Uredništvo Strojniškega vestnika si pridržuje pravico do odločanja o sprejemu članka za objavo, strokovno oceno recenzentov in morebitnem predlogu za krajšanje ali izpopolnitev ter terminološke in jezikovne korekture.

Avtor mora predložiti pisno izjavo, da je besedilo njegovo izvirno delo in ni bilo v dani obliki še nikjer objavljeno. Z objavo preidejo avtorske pravice na Strojniški vestnik. Pri morebitnih kasnejših objavah mora biti SV naveden kot vir.

Rokopisi člankov ostanejo v arhivu SV.

Vsa nadaljnja pojasnila daje:

Uredništvo
STROJNIŠKEGA VESTNIKA
p.p. 197
1001 Ljubljana
Telefon: (01) 4771-757
Telefaks: (01) 2518-567
E-mail: strojnistki.vestnik@fs.uni-lj.si

Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Figures may be saved in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, the use of CDR format (CorelDraw) is recommended for graphs and line drawings, since vector images can be easily reduced or enlarged during final processing of the paper.

When labelling axes, physical quantities, e.g. t , v , m , etc. should be used whenever possible to minimise the need to label the axes in two languages. Multi-curve graphs should have individual curves marked with a symbol, the meaning of the symbol should be explained in the figure caption.

All figure captions must be bilingual.

Good quality black-and-white photographs or scanned images should be supplied for illustrations. In certain circumstances, colour figures may be considered.

Tables

Tables must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Table 1, Table 2, etc. The use of names for quantities in tables should be avoided if possible: corresponding symbols are preferred to minimise the need to use both Slovenian and English names. In addition to the physical quantity, e.g. t (in Italics), units (normal text), should be added in new line without brackets.

All table captions must be bilingual.

The list of references

References should be collected at the end of the paper in the following styles for journals, proceedings and books, respectively:

- [1] Tarnig, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) Praktische Wirtschaftskybernetik. *Carl Hanser Verlag*, München.

Author information

The following information about the authors should be enclosed with the paper: names, complete postal addresses, telephone and fax numbers and E-mail addresses.

Acceptance of papers and copyright

The Editorial Committee of the Journal of Mechanical Engineering reserves the right to decide whether a paper is acceptable for publication, obtain professional reviews for submitted papers, and if necessary, require changes to the content, length or language.

Authors must also enclose a written statement that the paper is original unpublished work, and not under consideration for publication elsewhere. On publication, copyright for the paper shall pass to the Journal of Mechanical Engineering. The JME must be stated as a source in all later publications.

Papers will be kept in the archives of the JME.

You can obtain further information from:

Editorial Board of the
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING
P.O.Box 197
1001 Ljubljana, Slovenia
Telephone: +386 (0)1 4771-757
Fax: +386 (0)1 2518-567
E-mail: strojnistki.vestnik@fs.uni-lj.si