



**УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА**

Марија М. Матејић, магистар инжењерских наука.

**РАЗВОЈ МОДУЛАРНИХ СТЕЗНИХ ПРИБОРА
ПОВЕЋАНОГ НИВОА КРУТОСТИ И
ФЛЕКСИБИЛНОСТИ**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2017. година

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ	
I.	Аутор
Име и презиме:	Марија Матејић
Датум и место рођења:	14. 11. 1988. Горњи Милановац
Садашње запослење:	Истраживач-сарадник
II.	Докторска дисертација
Наслов:	РАЗВОЈ МОДУЛАРНИХ СТЕЗНИХ ПРИБОРА ПОВЕЋАНОГ НИВОА КРУТОСТИ И ФЛЕКСИБИЛНОСТИ
Број страница:	104
Број слика:	79
Број библиографских података:	195
Установа и место где је рад израђен:	Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК):	621.7.07
Ментор:	др Бранко Тадић, ред. проф. Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
III.	Оцена и одбрана
Датум пријаве теме:	14. 01. 2015.
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације:	01-1/4278-2 од 18. 12. 2014.
Комисија за оцену подобности теме и кандидата:	<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Бранко Тадић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Ђорђе Вукелић, ванр. проф., Факултет техничких наука Универзитета у Новом Саду 3. Др Ненад Марјановић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитет у Крагујевцу
Комисија за оцену докторске дисертације:	<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Ненад Марјановић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Ђорђе Вукелић, ванр. проф., Факултет техничких наука Универзитета у Новом Саду 3. Др Петар Тодоровић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Милан Ерић, ванр. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Комисија за одбрану докторске дисертације:	<ol style="list-style-type: none"> 1. Др Ненад Марјановић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Ђорђе Вукелић, ванр. проф., Факултет техничких наука Универзитета у Новом Саду 3. Др Петар Тодоровић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Милан Ерић, ванр. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу
Датум одбране дисертације:	2017.

РЕЗИМЕ

Модуларни стезни прибори имају веома важну улогу у савременом производном окружењу јер смањују време и трошкове потребне за пројектовање, као и време и трошкове током измене модуларног стезног прибора при различитим производним процесима. Поред наведеног, модуларни стезни прибори кроз постојање универзалних изменљивих стезних елемената омогућавају већу флексибилност, квалитет и обим производње.

Истраживања спроведена у оквиру докторске дисертације карактерише оригиналан приступ у погледу пројектовања модуларних стезних прибора. То подразумева пројектовање модуларног стезног прибора рамног типа, који за крајњи циљ пројектовања има повећање крутости укупног система при стезању предмета обраде и повећање флексибилности.

Поред наведеног извршена су експериментална и нумеричка истраживања која имају за циљ да одреде понашања структурних елемената модуларног стезног прибора под дејством оптерећења и са елементима за укрућење и без елемената за укрућење. Кроз извршена теоријска, експериментална и нумеричка истраживања остварен је циљ докторске дисертације за повећањем крутости модуларних стезних прибора. Добијени су приближно слични резултати експерименталних истраживања и нумеричких истраживања.

Теоријска истраживања базирана на теорији вероватноће и математичкој статистици имају за циљ да реално процене ниво флексибилности постојећих система стезних прибора у односу на системе модуларних стезних прибора предложених у докторској дисертацији. Резултати анализе флексибилности модуларних стезних прибора у односу на постојеће групне приборе указују на знатно већу флексибилност модуларних стезних прибора.

Позитивни ефекти формирања склопова модуларних стезних прибора на начин приказан у докторској дисертацији огледају се у повећању поузданости модуларних стезних прибора, тачности обраде или повећању продуктивности на бази машинске обраде при већим нивоима режима резања и већим нивоима оптерећења елемената за стезање/базирање.

ABSTRACT

Modular fixture systems have a very important role in the modern production environment they reduce the time and costs involved in designing, as well as the time and costs during exchange of modular fixture elements in different production processes. In addition, the modular fixture systems, through the existence of universal removable clamping elements, enable greater flexibility, quality and volume of production.

Research conducted within doctoral dissertation characterized an original approach in designing modular fixture elements. This implies the design of the modular fixture systems frame-type, which for the ultimate goal of design has an increase in the rigidity of the overall system in clamping the processing object and increasing the flexibility.

In addition to this, experimental and numerical investigations were carried out aimed at determining the behavior of the structural elements of the modular fixture elements under the action of the load and with the stiffening elements and without the stiffening elements for agglomeration. Through theoretical, experimental and numerical research carried out, the goal of the doctoral dissertation was achieved to increase the stiffness of modular fixture systems. Approximate results of experimental research and numerical research were obtained.

Theoretical investigations based on the theory of probability and mathematical statistics aim to estimate the level of flexibility of the existing fixture systems compared to modular fixture systems proposed in doctoral dissertation. The results of the flexibility analysis of modular fixture systems compared to the existing group fixture systems indicate a much higher flexibility.

The positive effects of forming assemblies of modular fixture systems in the manner shown in the doctoral dissertation are reflected in increasing the reliability of modular fixture systems, processing accuracy or increasing productivity based on machining at higher levels of cutting regime and higher loading levels of clamping / basing elements.

*Све што јесам и верујем да могу бити,
дугујем својој мајци*

САДРЖАЈ

Списак ознака.....	<i>i</i>
Списак слика.....	<i>iii</i>
Списак табела.....	<i>vii</i>
1. Увод.....	1
2. Преглед литературе.....	5
2.1 Метода позиционирања елемената у стезном прибору.....	5
2.2 Принципи стезања.....	9
2.3 Механичке анализе стезног прибора.....	10
2.4 Крутост стезног прибора.....	11
2.5 Попустљивост контактних елемената стезног прибора.....	13
2.6 Теорија вијка.....	15
2.7 Деформације предмета обраде.....	16
2.8 Утицај триболошких карактеристика на систем стезни прибор/предмет обраде.....	16
2.9 Грешке обраде.....	18
2.10 Аутоматизовано пројектовање прибора.....	18
2.10.1 Конвенционални програмски системи.....	20
2.10.2 Програмски системи базирани на вештачкој интелигенцији.....	20
3. Постојећи развијени системи модуларних стезних прибора.....	24
3.1 Модуларни стезни прибор са основом базирања Т – жљебова	25
3.2 Модуларни стезни прибори са основом базирања преко отвора	28
3.3 Аутоматизовано пројектовање модуларних стезних прибора.....	31
3.3.1 Закључивање на основу случаја - СВР системи.....	33
3.3.2 Експертски системи и системи засновани на знању – КБС системи	36
4. Теоријски концепт модуларних стезних прибора повећаног нивоа флексибилности и крутости.....	40
4.1 Модуларни стезни прибори повећаног нивоа крутости.....	40
4.1.1 Статичка крутост модуларних стезних прибора.....	41
4.1.2 Динамичка крутост модуларних стезних прибора.....	44
4.1.3 Аналитичка метода одређивања еластичне линије конзоле.....	45
4.1.4 Аналитичка метода одређивања еластичне линије конзоле променљивог попречног пресека.....	48
4.1.5 Аналитичка метода одређивања попустљивости елемената модуларног стезног прибора.....	51
4.2 Модуларни стезни прибори повећаног нивоа флексибилности.....	53
5. Предлог основне конфигурације система модуларних стезних прибора.....	57

5.1	Стубови.....	57
5.2	Основна плоча са Т-жљебовима.....	58
5.3	Монтажна плоча.....	59
5.4	Носач вођица.....	59
5.5	Носач стезача.....	60
5.6	Елементи за повећање крутости.....	60
5.7	Основна конфигурација модуларног стезног прибора.....	61
6.	Експериментална истраживања.....	63
6.1	Механички мерни уређај.....	63
6.2	Провера димензионе тачности мерења.....	66
6.3	FEM анализа.....	68
7.	Процена флексибилности и крутости предложених решења конструкција прибора..	72
7.1	Процена флексибилности	73
7.2	Процена крутости.....	76
8.	Анализа резултата теоријских и експерименталних истраживања.....	80
8.1	Анализа теоријских резултата.....	80
8.2	Анализа експерименталних истраживања	84
8.3	Анализа нумеричких резултата.....	88
8.4	Упоредна анализа резултата.....	91
9.	Закључци.....	93

Литература

СПИСАК ОЗНАКА

- k_s — статичка крутост модуланог стезног прибора
- F — сила
- F_n — нормална сила
- F_s — статичка сила
- F_d — динамичка сила
- x — померање
- f — угиб на савијање
- f_t — угиб на увијање
- u_d — деформација при дејству динамичке силе
- E — модул еластичности
- I — момент инерције
- I_o — поларни момент инерције
- I_x — главни тежишни момент инерције
- K_1 — коефицијент зависан од облика пресека
- b — ширина пресека елемента
- h — висина пресека елемента
- n_s — степен збијености конструкције елемента
- ψ — угао увијања
- M_t — момент увијања
- G — модул клизања
- K — кривина
- ρ — полупречник кривине
- C_1, C_2 — интеграционе константе
- F_A — отпор укљештења
- M — нападни момент
- l — дужина елемента

- γ_{\max} — максимални нагиб слободног краја конзоле
- f_{\max} — максимални угиб слободног краја конзоле
- a — страница елемента за укрућење
- ξ — попустивост везе између елемената
- $n_x(x_1, x_2 \dots x_n)$ — параметри једне групе популације
- $n_y(y_1, y_2 \dots y_n)$ — параметри друге групе популације
- H_o — нулта хипотеза
- H_1 — алтернативна хипотеза
- U — Mann Whitney U тест
- n_1 — параметар 1
- n_2 — параметар 2
- R_i — сума разматраних параметара
- m — маса тегова
- A_k — корисна површина стезног прибора
- A_s — слободна површина стезног прибора

СПИСАК СЛИКА

- Слика 2.1 Структурна шема стезног прибора
- Слика 2.2 Дванаест степени слободе предмета обраде у простору
- Слика 2.3 Метода позиционирања 3-2-1
- Слика 2.4 3D приказ стезног прибора и предмета обраде
- Слика 2.5 Положај елемената за стезање у односу на елементе за позиционирање
- Слика 2.6 Кинематски модел
- Слика 2.7 Приказ дејства оптерећења у стезном прибору
- Слика 2.8 Контактни модел две компоненте стезног прибора
- Слика 2.9 Физички модел контактних услова
- Слика 2.10 CAD модел предмета обраде, утискивача, потискивача и базе ослањања
- Слика 2.11 Шематски приказ померања предмета обраде у односу на стезни елемент под дејство тангенцијалног оптерећења
- Слика 2.12 Шематски приказ динамичког модела конаткних површина између стезног елемента и предмета обраде
- Слика 2.13 Контактне површине а) без оптерећења, б) под дејством оптерећења
- Слика 2.14 Анализа толеранција
- Слика 2.15 Општа структура неуронске мреже
- Слика 3.1 Систем модуларног стезног прибора а) са Т – жљбовима и б) са отворима и урезаним навојем
- Слика 3.2 Облици базних плоча са Т – жљбовима
- Слика 3.3 Типови елемената за ослањање
- Слика 3.4 Типови елемената за позиционирање
- Слика 3.5 Врсте елемената за вођење
- Слика 3.6 Врсте елемената за стезање
- Слика 3.7 Пример модуларног стезног прибора са основом базирања Т – жљбова
- Слика 3.8 Елементи модуларног стезног прибора са основом базирања преко отвора
- Слика 3.9 Примена завртња и распоред отвора код модуларних стезних прибора
- Слика 3.10 Пример модуларног стезног прибора са основом базирања преко отвора са навојем

- Слика 3.11 CBR алгоритам
- Слика 3.12 Пример примене CBR система
- Слика 3.13 3D приказ предмета обраде – случај 1
- Слика 3.14 Концепцијска решења модуларног стезног прибора – случај 1
- Слика 3.15 3D приказ предмета обраде – случај 2
- Слика 3.16 Концепцијска решења модуларног стезног прибора – случај 2
- Слика 3.17 Концепцијска решења конструкције прибора
- Слика 3.18 Финална решења конструкције прибора
- Слика 4.1 Оквирна носећа конструкција модуларног стезног прибора
- Слика 4.2 Дијаграм испитивања статичке крутости
- Слика 4.3 Деформације елемената модуларног стезног прибора и њихових веза
- Слика 4.4 Еластична линија конзоле
- Слика 4.5 Угиб и нагиб конзоле оптерећене на слободном крају
- Слика 4.6 Угиб конзоле променљивог попречног пресека
- Слика 4.7 Угиб поља АС
- Слика 4.8 Угиб поља СВ
- Слика 4.9 Попустљивост елемената модуларног стезног прибора
- Слика 4.10 Реално померање предмета обраде
- Слика 4.11 Теоријске претпоставке флексибилности модуларног стезног прибора
- Слика 4.12 Шематски приказ флексибилности модуларних стезних прибора
- Слика 5.1 Основна плоча са Т-жљебовима
- Слика 5.2 Вођица а) са носачем и б) са елементима за укрућивање
- Слика 5.3 Монтажна плоча
- Слика 5.4 Носач вођица
- Слика 5.5 Носач стезача
- Слика 5.6 Елементи за повећање крутости
- Слика 5.7 Основна конфигурација модуларног стезног прибора
- Слика 6.1 Механички мерни уређај
- Слика 6.2 Геометријски приказ вођице и елемента за укрућење

- Слика 6.3 Провера геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената, а) CMM DEA Global Performance, б) мерни пипак и керамичка сфера за калибрацију и в) поступак мерења
- Слика 6.4 Приказ тетраедарске мреже коначних елемената
- Слика 6.5 FEM анализа померања вођице услед деловања силе $F_n=44.99 N$ а) без ојачања, б) са једним ојачањем, в) са два ојачања, г) са три ојачања, д) са четири ојачања
- Слика 7.1 Предмет обраде а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије
- Слика 7.2 Групни прибори а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије
- Слика 7.3 Модуларни стезни прибор рамног типа а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије
- Слика 7.4 FEM анализа померања предмета обраде и склопа групног прибора након дејства силе $F = 1000 N$ а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије
- Слика 7.5 FEM анализа померања предмета обраде и склопа модуларног стезног прибора након дејства силе $F = 1000 N$ а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије
- Слика 8.1 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 44.99 N$
- Слика 8.2 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 56.76 N$
- Слика 8.3 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 68.54 N$
- Слика 8.4 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 80.31 N$
- Слика 8.5 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 92.08 N$
- Слика 8.6 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 103.85 N$
- Слика 8.7 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 44.99 N$

- Слика 8.8 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 56.76 N$
- Слика 8.9 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 68.54 N$
- Слика 8.10 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 80.31 N$
- Слика 8.11 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 92.08 N$
- Слика 8.12 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 103.85 N$
- Слика 8.13 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 44.99 N$
- Слика 8.14 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 56.76 N$
- Слика 8.15 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 68.54 N$
- Слика 8.16 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 80.31 N$
- Слика 8.17 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 92.08 N$
- Слика 8.18 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 103.85 N$

СПИСАК ТАБЕЛА

- Табела 2.1 Методе позиционирања и предмети обраде
- Табела 4.1 Теоријске вредности угиба вођице без ојачања и са ојачањима
- Табела 6.1 Нормално оптерећење F_n
- Табела 6.2 План и програм извођења експеримената
- Табела 6.3 Резултати експерименталних истраживања
- Табела 6.4 Резултати *FEM* анализе
- Табела 7.1 Прорачун слободних површина за прилаз алата, број могућих тачака стезања и број могућих тачака позиционирања
- Табела 7.2 Тест нормалне расподеле
- Табела 7.3 Mann Whitney тест
- Табела 7.4 Статистички прорачун медијане
- Табела 7.5 Упоредна анализа максималних померања x_{\max} и крутости k прибора
- Табела 8.1 Упоредна анализа резултата

1.

УВОД

Основна намена стезног прибора јесте реализација захтеване операције обраде. При томе стезни прибор треба да омогући задовољење свих захтева који се тичу остварења одређених технолошких мера и захтеваног квалитета обрађених површина, односно да омогући поуздано позиционирање и стезање радног предмета. При пројектовању стезног прибора треба имати у виду материјалне односе између прибора, са једне стране, и радног предмета, машине алатке, резног алата, мерила и радника, са друге стране, а такође и процесе који се одвијају у времену: постављање и скидање радног предмета, одређивање његовог положаја, ослањање, стезање и отпуштање, машинску обраду. Поред тога, треба задовољити и захтеве који се односе на довођење средстава за хлађење и подмазивање, одвођење струготине и заштиту на раду. У вези са радним предметом истичу се захтеви који се односе на одређене технолошке мере, толеранције и квалитет обрађене површине, што је дефинисано конструктивним цртежом радног предмета, односно картом операције у технолошком поступку израде дела. Конструктивна и технолошка документација, по правилу, садрже све релевантне податке потребне за конципирање и разраду прибора (технолошке мере, толеранције, режиме обраде на основу којих се могу одредити силе резања, облик припремка, величину серије и слично). Наведене информације служе као полазна основа која дефинише задатак пројектанту прибора. Уважавајући наведене информације, пројектант конципира идејно решење прибора, врши одређене прорачуне (прорачун грешака позиционирања, прорачун потребне силе стезања, итд.) и приступа разради конструктивне документације[1–3].

Приликом стварања концепције за конструкцију прибора потребно је обухватити утицајне факторе који су раније наведени и придржавати се следећих основних правила [4]:

- Неопходна је сарадња пројектанта прибора са технологом који је поставио захтев за израду одговарајућег прибора и то је један од основних предуслова за добру конструкцију.
- Категорија прибора зависи од технолошких могућности машине, броја радних предмета који ће се обрађивати тим прибором, као и од времена које је потребно да се прибор изради. Као основни критеријум за избор варијанте за конструкцију прибора мора се узети његов техноекономски ефекат.

- Пре конструкције новог прибора потребно је утврдити да ли постоји неки прибор који се не користи, а који би се евентуално могао адаптирати за нови производни задатак чиме би се постигла уштеда.
- Приликом пројектовања прибора потребно је користити што више стандардних елемената.
- Прибори треба да поседују задовољавајућу крутост која се оптимизацијом конструкције може постићи при малој маси прибора, што доприноси лакшој манипулацији приборима.
- При конструкцији прибора треба настојати: да силе резања и стезања оптерећују чврсте делове прибора, поготово тамо где се појављују већа напрезања, да механизми за стезање буду једноставни, а ток силе најкраћи. Време постављања и скидања радних предмета треба да буде што је могуће краће. Елементи прибора не смеју да ометају видљивост и приступачност месту обраде на предмет обраде. Тачност за хлађење, испирање и подмазивање треба слободно да отиче са места обраде.
- Елементи за стезање, као што су ручице и слично, треба да буду везани за прибор. Ако се за стезање користе елементи који су одвојени од прибора, нпр. кључеви, њиховом неправилном употребом може доћи до повреде радника и оштећења прибора.
- Прибор својом конструкцијом мора бити такав да не омогућује погрешно постављање радних предмета, да обезбеђује њихово лако постављање и скидање без замарања радника. Радник не сме да дође у ситуацију да размишља како ће поставити предмет обраде у прибор. Прибор мора лако да се поставља на машину, а треба омогућити и лако чишћење струготине са њега и из њега.
- Прибори морају да буду сигурни у раду да не би дошло до повреде радника. Између елемената прибора мора да постоји довољно места за постављање и скидање радног предмета како не би дошло до озледе руке радника. Све оштре ивице требало би заоблити или оборити.
- У циљу пројектовања што економичнијег прибора потребно је анализирати радне предмете који се обрађују на истим машинама алаткама у одређеном временском периоду. На основу те анализе може се доћи до закључка да су поједини предмет обраде и веома слични, те да се за њихову обраду може конструисати заједнички прибор. За одређене радне предмете, у оваквом прибору, поједини елементи могу бити подесиви и/или измењиви.
- За елементе прибора потребно је изабрати одговарајући материјал. Елементи који су у току рада изложени хабању морају бити израђени од квалитетних челика, а по потреби, термички обрађени и брушени.
- Пројектант прибора мора водити рачуна и о толеранцијама димензија елемената прибора. При томе увек мора имати на уму да није економично, осим ако није неопходно, прописивати сувише строге толеранције, јер се тиме поскупљује израда прибора.
- Приликом пројектовања прибора потребно је водити рачуна и о естетским захтевима. То ће обезбедити боље чување прибора од стране радника који га користи, указујући му да је прибор скупо и високовредно средство за производњу.

- Пројектант прибора мора имати на уму да је израда прибора прилично скупа и тежити да они буду што је могуће једноставнији, а да истовремено у потпуности задовољавају функцију за коју су намењени. Код малих серија потребно је једноставном конструкцијом прибора осигурати обраду радних предмета одговарајуће тачности. Код великих серија, ради веће економичности примене прибора, њихова конструкција може бити сложенија.

При пројектовању прибора треба испоштовати основне принципе пројектовања од којих се могу издвојити следећи: функционалност, поузданост, технологичност израде, економичност, безбедан рад и лакоћа опслуживања. Пројектовање прибора је сложен процес који, уколико се жели добар резултат, изискује од пројектанта велико знање и искуство. Због тога је и пројектовање прибора врло тежак посао и једно је од уских грла у производним системима.

Примарна функција стезних прибора у обради метала резањем је тачно базирање, позиционирање и стезање предмета обраде током процеса обраде. Правилан положај предмета обраде у стезном прибору је од суштинског значаја како би се обезбедила прецизност и тачност поцеса обраде метала резањем. Кључни задатак при пројектовању стезног прибора је индетификација адекватне структуре стезног прибора и његових елемената, као и потреба да се обезбеди стабилност стезног прибора, позиционирање, приступачност и смање трошкови пројектовања. Сви ови захтеви доприносе сложености пројектовања стезног прибора из разлога јер директно утичу на квалитет обраде, продуктивност и цену производа. Стезни прибор се у основи састоји од три типа елемената: ослонаца, позиционера и стезача. Током процеса обраде, геометријска тачност предмета обраде углавном зависи од релативног положаја предмета обраде у односу на резни алат [5]. Позиционери имају улогу да позиционирају предмет обраде у стезном прибору у условима статичке равнотеже, тако да елиминишу свих шест степени слободе. За обезбеђивање крутости предмета обраде у одређеном положају у односу на позиционере користе се стезачи. Елементи за базирање имају за циљ да обезбеде једнозначан положај и поуздан контакт предмета обраде са базним површинама или елементима за позиционирање. С обзиром на то да је предмет обраде током обраде резањем изложен спољашњем дејству силе резања, претходна три наведена елемента стезног прибора, имају функцију да обезбеде правилно позиционирање, крутост и репродуктивност предмета обраде. На основу тога, јасно је да је примарна функција стезног прибора да позиционира и обезбеди стабилност предмету обраде у одређеном положају у односу на радни сто машине алатке. При пројектовању стезног прибора, постоји већи број приступа који захтевају детаљно разумевање. Главни захтеви које треба испунити при пројектовању стезног прибора су [6]:

- ↪ Геометрија предмета обраде – стезни прибор треба да има могућност одржавања позиције предмета обраде за који је пројектован,
- ↪ Толеранције предмета обраде – стезни прибор треба да обезбеди постизање захтеваних толеранција предмета обраде,
- ↪ Стабилност – не би требало да постоји клизање између додирних површина стезног прибора и предмета обраде, како би се осигурала стабилност предмета обраде у сваком тренутку,

- ↪ Крутост – величина угиба изазавана процесом обраде и дејством сила стезања не би требало да буде велика, како би се постигле захтеване толеранције предмета обраде,
- ↪ Трошкови – трошкови стезног прибора треба да буду у оквиру граница прихватљивости,
- ↪ Употребљивост – постоје различити аспекти разматрања употребљивости стезног прибора. Ово укључује разматрања:
 - Времена монтаже и демонтаже – време потребно за монтажу и демонтажу стезног прибора треба да буде у границама прихватљивости,
 - Припремно – завршно време – време потребно за оптерећење и растерећење предмета обраде треба да буде у границама прихватљивости,
 - Заштита површина – контактне површине предмета обраде не би требало да буду оштећење приликом стезања предмета обраде у стезном прибору,
 - Испитивање грешака – стезни прибор би требало да обезбеди тачно позиционирање предмета обраде у односу на осе координатног система x , y и z ,
 - Скидање стурготине – стезни прибор треба да омогући уклањање струготине са површина предмета обраде,
- ↪ Колизија – стезни прибор треба да спречи следеће типове колизије:
 - Колизију алата – стезни прибор не би требало да омета путању резног алата,
 - Колизију предмета обраде – стезни прибор треба да је у контакту са радном предметом само у позиционим и стезним површинама (тачкама),
 - Колизију стезног прибора – елементи стезног прибора не би требало међусобно да се сударају,
- ↪ Тежина – тежина стезног прибора треба да буде у оквиру граница прихватљивости. Тешки стезни прибори имају предност у погледу стабилности, али у супротном могу бити физички тешки за руковање.

2.

ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ

Прва истраживања на тему стезних прибора забележена су у књигама аутора Calvin и Hass [7], Jones [8], Town [9], Bryant и Dickinson [10], Parsons [11], Houghton [12], Wilson [13], Gates [14], и Kempster [15, 16]. Аналитичко одређивање ограничења, стабилности и позиционирања предмета обраде у стезном прибору истраживали су аутори Eary и Johnson [17]. Пројектовање стезног прибора са више различитих аспеката анализирали су Henriksen [18] и Boyes [19].

2.1 Метода позиционирања елемената у стезном прибору

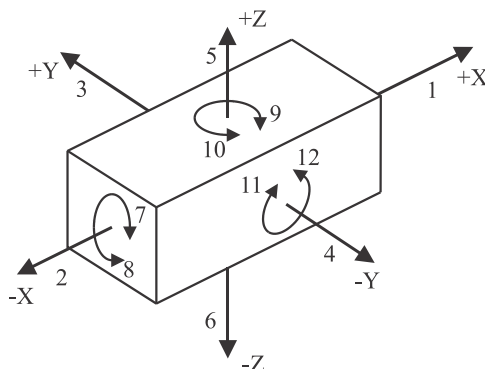
У досадашњим истраживањима, основни циљ пројектовања и оптимизације конструкције прибора и његових елемената је проналажење такве конфигурације прибора која ће минимизирати еластичне деформације предмета обраде и контактне деформације предмета обраде на местима контакта предмета обраде и елемената прибора у току процеса обраде. Пре пројектовања поступака позиционирања, ослањања и стезања предмета обраде у стезном прибору, изводе се анализе и индентификација облика предмета обраде, његових толеранција и других потребних карактеристика. На основу резултата прелиминарних разматрања, анализа и прорачуна приступа се пројектовању система позиционирања и ослањања, као и пројектовању система стезања предмета обраде. Бројна истраживања спроведена су са циљем изналажења оптималне методе расподеле елемената за базирање и стезање у стезном прибору [20–32]. Структура стезног прибора може се представити у виду шеме (слика 2.1) Један од могућих начина груписања елемената стезног прибора је груписање на:

- ↗ елементе тела прибора,
- ↗ елементе за позиционирање,
- ↗ елементе за базирање,
- ↗ елементе за стезање,
- ↗ остале елементе стезног прибора.



Слика 2.1 Структурна шема стезног прибора [21]

Позиционирање предмета обраде у стезном прибору је пресудан фактор за правилно одвијање процеса обраде [22]. Да би се постигло одговарајуће позиционирање предмета обраде, позиционери се користе за одузимање степени слободе предмета обраде и уравнотежавање сила стезања и сила резања како би се предмет обраде одржао у датој позицији [29]. Предмет обраде посматран у простору има дванаест степени слободе (слика 2.2) и то шест степени слободе у аксијалном првцу и шест степени слободе у радијалном правцу. Аксијални степени слободе се односе на линеарно кретање предмета обраде, док радијални степени слободе представљају ротациона кретања предмета обраде.

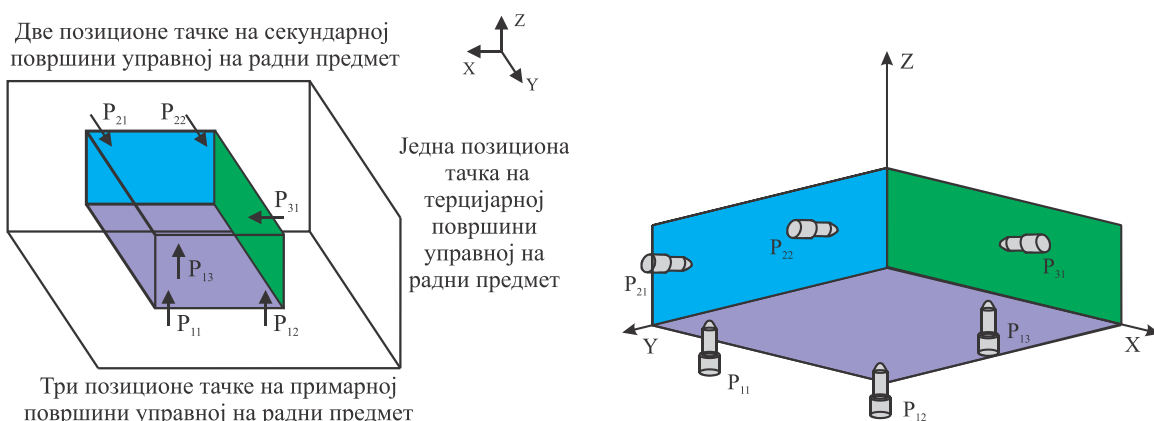


Слика 2.2 Дванаест степени слободе предмета обраде у простору [22]

Најраспрострањенији метод позиционирања предмета обраде је по правилу познатом као 3-2-1 [22, 33–38]. Метода позиционирања 3-2-1 (слика 2.3) подразумева позиционирање предмета обраде по три површине управне на предмет обраде [26].

Позиционирање се постиже кроз дефинисање три позиционе тачке на примарној површини, две позиционе тачке на секундарној површини која је управна на прву површину и једна позициона тачка на трећој површини која је управна на друге две. Овај метод прозиционирања подразумева да се предмету обраде одузимају:

- ↪ три степена слободе преко примарне базне површине коришћењем три елемента за позиционирање,
- ↪ два степена слободе преко секундарне базне површине коришћењем два елемента за позиционирање,
- ↪ један степен слободе преко терцијарне базне површине коришћењем једног елемента за позиционирање.



Слика 2.3 Метода позиционирања 3-2-1 [22]

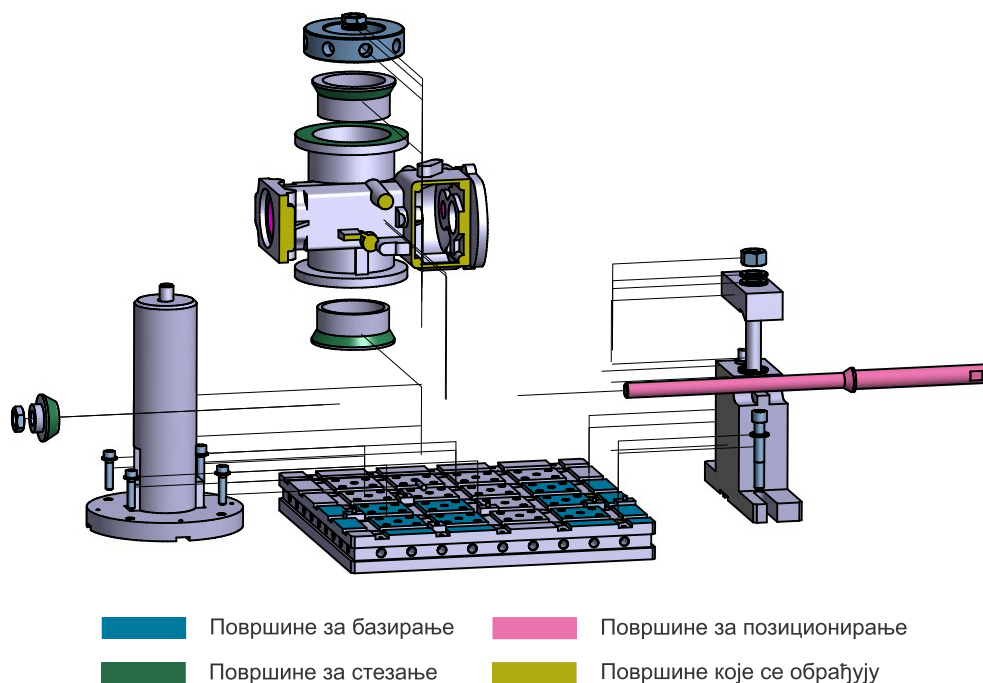
Методe позиционирања могу се поделити у четири главне категорије [39, 40] (табела 2.1), наиме, 3-2-1 методу позиционирања, позиционирање по равној површини и чепу, позиционирање преко дугог чепа, позиционирање у призми (енг. V-block).

Табела 2.1 Методe позиционирања и предмети обраде [40]

Метода	3-2-1 метода	Равна површина и чеп	Дуги чеп	Призма
Предмет обраде				
Шема позиционирања				

За методу позиционирања по равној површини и чепу, равна површина предмета обраде је посматрана као примарна површина позиционирања, а унутрашња цилиндрична површина предмета обраде као секундарна површина. Код методе позиционирања по дугом чепу, унутрашња цилиндрична површина предмета обраде посматрана је као примарна површина позиционирања преко које се предмету обраде одузимају четири степена слободе. Метода позиционирања преко В-блока се користи за позиционирање спољашњих цилиндричних површина предмета обраде, као примарних површина позиционирања.

Модел расподеле елемената за позиционирање и стезање радних предмета сложених габаритних димензија, са великим бројем ограничења приказали су у свом раду Тадић и остали [32] (слика 2.4). Приказани прибор представља групни прибор развијен за стезање и ослањање кућишта мултипликатора.



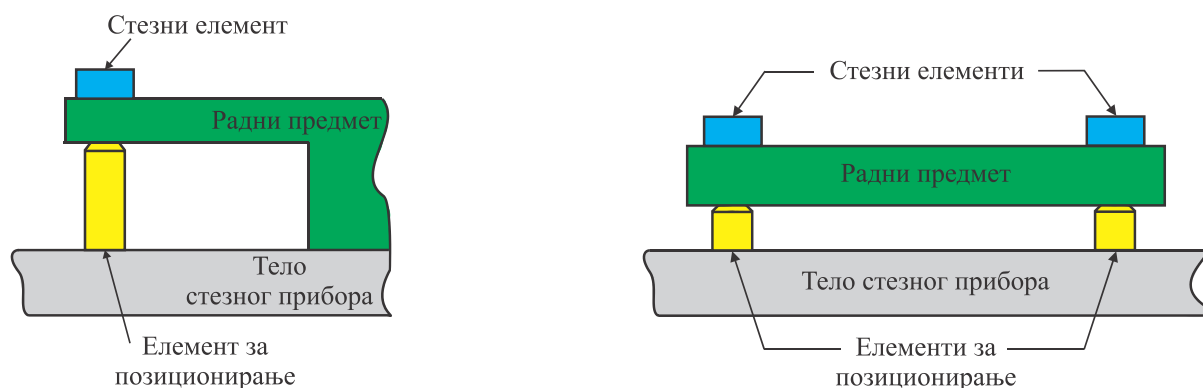
Слика 2.4 3D приказ стезног прибора и предмета обраде

Тап и сарадници [31] дали су опис моделирања, анализе и верификације оптималних конфигурација прибора применом поступака уравнотежења сила и методе коначних елемената. Примењени метод позиционирања и стезања је био 3-2-1. King и Hutter [28] су представили поступак за дефинисање шема позиционирања коришћењем модела крутог тела система предмет обраде-прибор, узимајући у обзир крутост контаката. Нелинеарне технике оптимизације коришћене су за одређивање статички стабилне конфигурације прибора. King L. [27] је представио поступак за оптимално пројектовање конфигурације прибора коришћењем модела крутог тела система предмет обраде-прибор, узимајући у обзир крутост контаката. Нелинеарне технике оптимизације коришћене су за одређивање статички стабилне конфигурације прибора. DeMeter [24] је користио модел стезни прибор/предмет обраде као крутог тела и *min - max* критеријум оптерећења, ради синтезе оптималне конфигурације прибора и минималне силе стезања елемената. Користио је нелинеарне поступке за оптимизацију, при чему је занемарена еластична деформација предмета обраде. Такође у свом раду [23] представио је поступак за оптимизацију конфигурације ослонаца на бази методе коначних елемената. У истраживању је коришћен алгоритам за нелинеарну оптимизацију, али није узета у обзир синтеза положаја елемената за позиционирање и стезање. Amaral и сарадници [20] су употребили Ansis параметарски код за верификацију процеса пројектовања елемената прибора. Развили су алгоритам за аутоматизовану оптимизацију елемената за позиционирање и елемената за стезање са циљем минимизирања деформација предмета обраде. Кауа [26] је развио технику оптимизације положаја елемената за позиционирање.

Уместо бројева МКЕ чворова, користио је конструктивне параметре предмета обраде, тј. растојања од референтних ивица. Проблематика је прилично поједностављена пошто су комплетна истраживања извршена на дводимензионалном предмету обраде. Nazarika и сарадници [25] су формулисали методологију за планирање концепције прибора за призматичне радне предмете. Њихов систем генерише позиције елемената за позиционирање узимајући у обзир величину елемената. Нелинерана техника оптимизације је коршћена за минимизирање силе реакција ослонаца. Selvakumar и сарадници [30] су формулисали хибридную методологију за проналажење оптималне конструкције прибора са циљем смањења деформација предмета обраде током процеса обраде резањем. За проналажење максималне еластичне деформације предмета обраде користе метод коначних елемената а за дефинисање оптималних позиција елемената прибора вештачке неуронске мреже.

2.2 Принципи стезања

Стезање предмета обраде у стезном прибору се може дефинисати као механизам који одржава предмет обраде у одређеном положају у односу на елементе за позиционирање и отпоре који се јављају током процеса обраде (слика 2.5) [41]. Предмету обраде базираном у стезном прибору треба одређеним силама стезања обезбедити стабилан контакт на базним површинама. У току процеса обраде, при дејству одређених динамичких оптерећења, правац интензитет и смер сила стезања треба да онемогући померање предмета обраде од базних површина [42]. Величина силе стезања треба да буде довољно велика да одржи стабилност предмета обраде током обраде, али и довољно мала како не би проузроковале деформације предмета обраде. Пред тога, треба водити рачуна и о расподели стезних елемената у стезном прибору, како би се спречила било каква могућност од колизије са алатом.



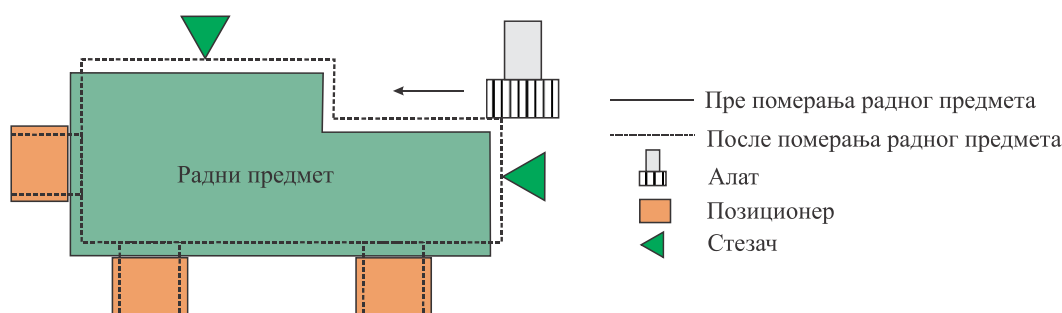
Слика 2.5 Положај елемената за стезање у односу на елементе за позиционирање [41]

Развијен је велики број различитих оптимизационих метода за одређивање оптималне силе стезања предмета обраде у стезном прибору [43–47]. Xiuwen и сарадници [47] су формирали модел који повећава тачност позиционирања предмета обраде на основу оптимизације силе стезања. Контакт између прибора и предмета обраде представљен је као еластичан употребом линеарних опруга познате крутости. Hurtado и

Melkote [43] су формулисали мултиоптимизациони модел који дефинише минималну силу стезања у зависности од облика површина предмета обраде и захтеване крутости прибора за групу радних предмета изложених статичком оптерећењу. Тао и сарадници [45] представили су поступак за геометријско закључивање са циљем да се одреде оптималне тачке у којим се врши стезање, те редослед стезања за радне предмете произвољног облика. Xiong и сарадници [46] су развили метод за одређивање оптималне силе стезања у смислу дефинисања величине силе стезања и позиције дејства елемента за стезање. За дефинисање померања предмета обраде и еластичних контактних деформација предмета обраде су искористили математичке једначине. Оптимизација шеме стезање је извршена помоћу Levenberg/Marquardt-ове методе. Liu и сарадници [44] су развили мулти-оптимизациони метод базиран на геометријском моделу облика елемената за позиционирање и моделу сила стезања. Силе стезања су оптимизоване употребом методе коначних елемената.

2.3 Механичке анализе стезног прибора

Методе механичке анализе коришћене су за одређивање међусобног дејства сила система предмет обраде/стезни прибор/алат, као и деформација предмета обраде. Кинематска анализа стезног прибора је неопходна како би се обезбедио не ометан прилаз алата до предмета обраде, да стезни прибор не ограничава приступ алата површинама које се обрађују, као и да стезни елементи имају одређени приступ површинама предмета обраде. Asada и Ву [48] су представили кинематску анализу операције прихватања предмета обраде, развивши аналитичка средства за пројектовање прибора за делове сложених облика. У оквиру њиховог модела, предмет обраде је посматран као круто тело. Lee и Cutkosky [49] су такође развили модуле за пројектовање прибора за коришћење у симултаном пројектовању производа и технолошких процеса, при чему су разматрали кинематику пројектованог стезног прибора, дејство сила и трења, са циљем верификације адекватности оствареног контакта. Kang и Rong [50] су предмет обраде посматрали као круто тело, а елементе стезног прибора као еластична тела. Такође, претпоставили су да постоји дејство силе трења између елемената стезног прибора и предмета обраде. Када спољашње силе (сила гравитације, силе стезања и обраде) делују на предмет обраде, стезни прибор ће се деформисати и доћи ће до померања предмета обраде (слика 2.6)



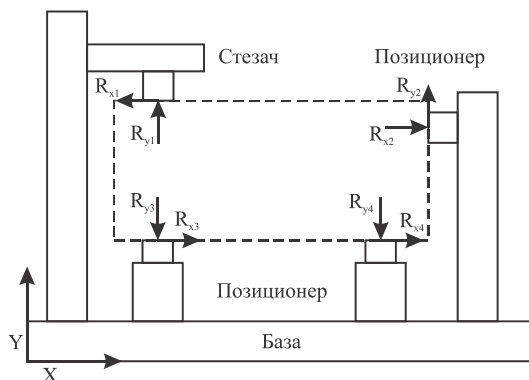
Слика 2.6 Кинематски модел [50]

Динамичко понашање елемената стезног прибора, као и система стезни прибор – предмет обраде при динамичким условима обраде анализирано је у радовима [51–55]. Mittal и сарадници [51] су први представили динамички модел склопа прибора и предмета обраде. Нестабилност је дефинисана на основу губитка контакта између предмета обраде и елемената прибора уз претпоставку да сви елементи за стезање производе идентичну величину силе стезања. Истраживање је базирано на методи коначних елемената, при чему је предмет обраде посматран као круто тело, а силе резање су сматране константним или линеарно промењивим величинама. Meuer и Liou [52] су представили прилаз који користи поступак линеарног програмирања за синтезу прибора при динамичким условима обраде. Добили су решење за минималне силе стезања и силе на елементима за позиционирање (реакције ослонаца) искључиво за делове кутијастог облика. Mannan и Sollie [53] су интегрисали динамичко понашање елемената прибора у модел система прибор-предмет обраде. Њихов модел је базиран на аналитичким једначинама које описују елементе прибора а предмет обраде су третирали као круто тело. Li и Melkote [54] дали су свој прилаз узимајући у обзир динамичко понашање предмета обраде у току обраде. Представили су поступак за комбиновану оптимизацију конфигурације прибора и сила стезања. Користили су поступак за анализу предмета обраде као крутог тела у току обраде. Papastathis и сарадници [55] су истраживали утицај динамичког оптерећења на еластичне деформације и вибрације танкозидних радних предмета. Методологија је развијена на бази интеграције аналитичких израза који дефинишу елементе прибора и методе коначних елемената примењене на предмет обраде.

2.4 Крутост стезног прибора

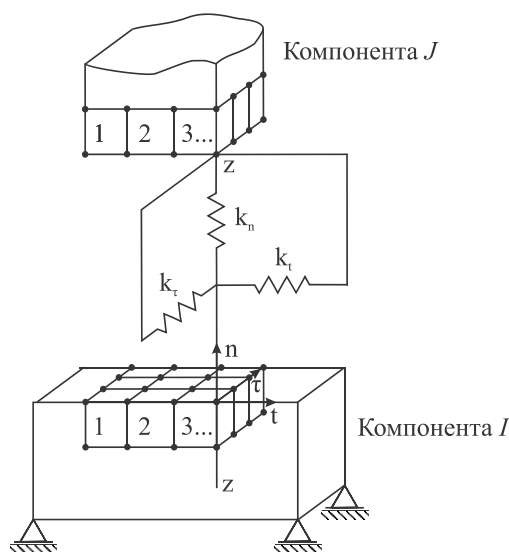
Истраживање крутости система предмет обраде/стезни прибор је једно од најважнијих питања при избору распореда стезних елемената у прибору. Аналитичком, експерименталном и методом коначних елемената анализом крутости стезног прибора бавили су се аутори радова [56–61]. Крутост се дефинише као однос силе која делује у нормалним и тангенцијалним правцима у односу на позицију предмета обраде и деформације стезног прибора. Крутост може бити статичка уколико делује спољашње оптерећење (сила стезања) или динамичка уколико делују променљиво периодична оптерећења (сила резања). Укупна крутост стезног прибора зависи од крутости стезних елемената и функционалних површина [58]. У стезном прибору, сви елементи су зависни једни од других где је само један у директном контакту са базном основом, док је један или више елемената у контакту са радним предметом, као што су позиционери, стезачи или ослонци (слика 2.7). Када је предмет обраде позициониран и стегнут у стезном прибору, сви елементи су изложени дејству спољашњег оптерећења током обраде предмета обраде. Ако је позната вредност спољашњег оптерећења, померање контактних елемената стезног прибора се може одредити методом коначних елемената, након чега се може одредити и крутост стезног прибора. Прва истраживања на тему крутости стезног прибора забележена су у радовима аутора [62–64]. Експерименталним методама аутори су истраживали утицај крутости стезног прибора на димезиону тачност предмета обраде и показали да се елементи за позиционирање и стезање еластично деформишу у

контактним тачкама. Такође, установљено је да крутост стезног прибора значајно утиче на димензиону тачност предмета обраде, као и то да је распоред елемената стезног прибора најзначајнији аспект при пројектовању стезног прибора. У међувремену, развијен је кинематски модел стезног прибора [65], у коме је матрица крутости стезног добијена повезивањем дејства спољашњих оптерећења и померања предмета обраде. У моделу је занемарено проклизавање између предмета обраде и било које тачке позиционирња, при чему стабилност предмета обраде у стезном прибору зависи искључиво од силе стезања. Одређивање крутости контактних елемената је кључна баријера приликом анализе укупне крутости стезног прибора [56].



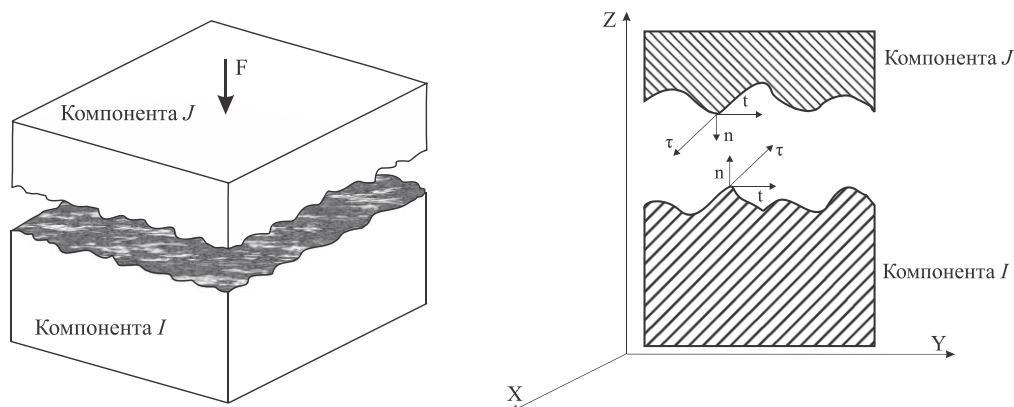
Слика 2.7 Приказ дејства оптерећења у стезном прибору [44]

Hurtado и Meltke [57] су користећи једну торзиону и две линеарне опруге, једна у нормалном правцу, друга у тангенцијалном правцу, испитивали крутост предмета обраде у условима контакта са стезним елементима. Zheng и остали су у радовима [59, 60] користећи методу коначних елемената анализирали крутост стезних елемената на контактним површина. Разматране су две компоненте I и J стезног прибора (слика 2.8) Аутори су пошли од претпоставке да је материјал хомоген и да је линеарно еластичан, померање и деформације су занемарљиви код обе компоненте I и J , а сила трења која делује на контакте површине компоненти дефинисана је Кулоновим законом.



Слика 2.8 Контактни модел две компоненте стезног прибора [59, 60]

Када су компоненте I и J у контакту, број тродимезионалних контактних елемената зависи од контактне површине. Узимајући у обзир чињеницу да, број контактних елемената варира са променом контактних стања, у зависности од деформационих услова контактне површине, и крутост контакта није константна. Под дејством оптерећења јављају се померања контактних елемената у нормалном и тангенцијалном правцу. Сваки контактни елемент има три независне компоненте крутости и то: крутост k_t и k_r у тангенцијалним правцима у односу на контактну површину, и крутост k_n у нормалном правцу у односу на контактну површину. Физички модел контактних услова представљен је на слици 2.9.



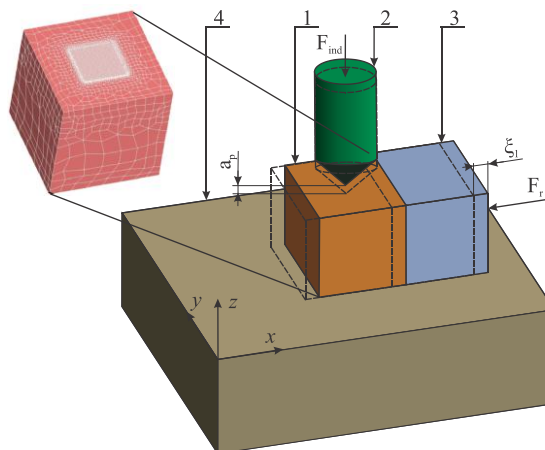
Слика 2.9 Физички модел контактних услова [59, 60]

Када на две контактне површине компоненти стезног прибора, у овом случају компоненте I и J , делује оптерећење F , контакт ће се остварити по врховима неравнина контактних површина. У том случају, са повећањем оптерећења стварна контактна површина се повећава, а самим тим повећава се и контактна крутост компоненти.

2.5 Попустљивост контактних елемената стезног прибора

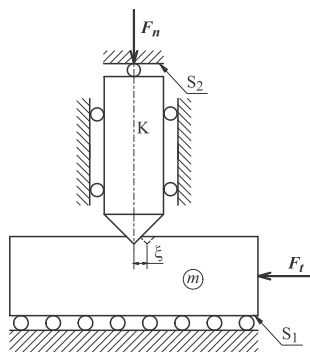
Попустљивост везе између елемената за стезање и предмета обраде, при дејству сила резања, има велики утицај на квалитет обраде. Тематика динамичког моделирања попустљивости контакта између елемената за стезање и предмета обраде је посебно актуелна у условима ограничених вредности сила стезања и захтева за повећаном носивошћу везе при тангенцијалним динамичким оптерећењима [44, 66–73]. Тадић и остали [70] су експерименталним и нумеричким истраживањима анализирали тангенцијалну носивост оптерећења и попустљивост између стезних елемената прибора и предмета обраде. Како би се повећао капацитет носивости оптерећења, и редуковала попустљивост на контактним површинама, аутори су предложили методу засновану на утискивању стезног елемента у облику конусног утискивача у материјал предмета обраде користећи при томе површине предмета обраде које нису машински обрађене. На слици 2.10. приказан је CAD модел предмета обраде (1), утискивач (2) са примењеном силом F_{ind} која представља силу стезања, потискивач (3) који представља силу резања F_r и база ослањања (4). Резултати нумеричких анализа и експерименталних истраживања указују на значајан утицај микрогеометрије контактних површина на капацитет

носивости оптерећења и на попустљивост система стезни прибор/предмет обраде. Аутори рада су на основу добијених резултата показали да за исте вредности попустљивости контактних површина, конични облик утискивача у односу на сферични облик обезбеђује већу носивост оптерећења.

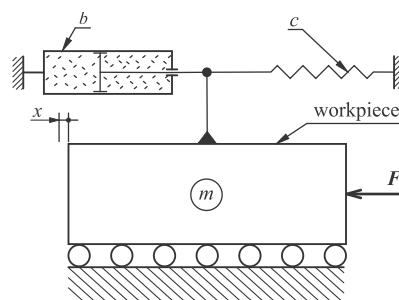


Слика 2.10 CAD модел предмета обраде, утискивача, потискивача и базе ослањања [70]

Проблем попустљивости контактних површина између елемената стезног прибора за позиционирање/стежање и предмета обраде у динамичким условима током процеса обраде, истраживали су Тадић и остали [71]. За потреба експерименталних истраживања, аутори рада су развили специјални уређај који представља физичке моделе елемената за позиционирање/стежање и предмет обраде. Резултати експерименталних истраживања показују да у одређеним условима елементи за позиционирање/стежање са већим радијусом обезбеђују знатно мању попустљивост контактних површина. Тодоровић и остали [72] вршили су упоредну анализу попустљивости два типа стезних елемената у динамичким условима. Један тип елемента за стежање је стандардни елемент са равном површином на врху, док је други стезни елемент специјално дизајниран са кружном резном плочицом на врху. Анализиран је случај стежања предмета обраде силама малих величина, при чему су деформације контактних површина предмета обраде и стезних елемената углавном реда величине висине површинских неравнина. У поређењу са стандардним стезним елементом, специјално дизајнирани стезни елемент са кружном резном плочицом на врху има знатно боље перформансе у погледу тангенцијалне носивости оптерећења и попустљивост контактних површина. Теоријска и експериментална истраживања попустљивости контактних површина између елемената стезног прибора и предмета обраде у динамичким условима, узимајући у обзир крутост система и коефицијент пригушења су анализирали Тодоровић и остали [73]. Теоријски модел понашања контактних површина између елемената стезног прибора и предмета обраде у динамичким условима, као и релативно померање стезних елемената одређено је коришћењем Лангранжове диференцијалне једначине кретања. На слици 2.11 приказан је општи случај контакта стезног елемента и предмета обраде, док је на слици 2.12 приказан контакт стезног елемента и предмета обраде у динамичким условима.



Слика 2.11 Шематски приказ померања предмета обраде у односу на стезни елемент под дејство тангенцијалног оптерећења [73]



Слика 2.12 Шематски приказ динамичког модела контактних површина између стезног елемента и предмета обраде [73]

Луи и сарадници [44] су формулисали мулти-модалну функцију у којој су дефинисана геометријска ограничења везана за предмет обраде. На бази ограничења генетски алгоритам претражује простор могућих решења и дефинише оптималну позицију силе стезања за призматичне радне предмете. Liao и Hu [69] су развили методологију чији је циљ детектовање попустљивости и крутости контактних парова елемент прибора-предмет обраде базирану на методи коначних елемената. Њихов модел, такође, теоретски описује вибрације предмета обраде током процеса обраде. Asante [67] је презентовао методологију која комбинује еластичност контакта са методом коначних елемената у циљу предикције контактнoг оптерећења и расподеле притисних напона на местима контакта предмета обраде и елемената прибора. Asante [66] је испитивао ефекте попустљивости прибора и услова процеса обраде (режиме резања) на стабилност предмета обраде. У једноставном студији, формулисао је матрицу крутости прибора, која представља минимална померања тачака контакта предмета обраде са елементима прибора, као и велика померања радног предмета под утицајем сила резања. Chaagi и сарадници [68] су описали методологију за моделирање геометријских одсупања под утицајем елемената за позиционирање. Померања настала под дејством сила стезања и сила резања детерминисана су методом коначних елемената.

2.6 Теорија вијка

Теорија вијка (енг. *screw theory*) је најчешће коришћена за одређивање минималног број контактних површина (између позиционера и стезача), дозвољена кретања током подешавања стезног прибора, реакције сила на посебним контактним површинама и успостављање равнотеже сила стезања и резања. Применом теорије вијка извршена је анализа стабилности пројектованих стезних прибора у радовима [74, 75]. Chou и остали [74] су ослањајући се на теорију вијка и механику, развили математичку теорију за аутоматску конфигурацију стезног прибора за предмете обраде призматичног облика. Roy и Liao [75] су разматрали позицију елемената за позиционирање и стезање у циљу развоја система за аутоматизовано пројектовање прибора уз анализу стабилности на основу проширене теорије вијка.

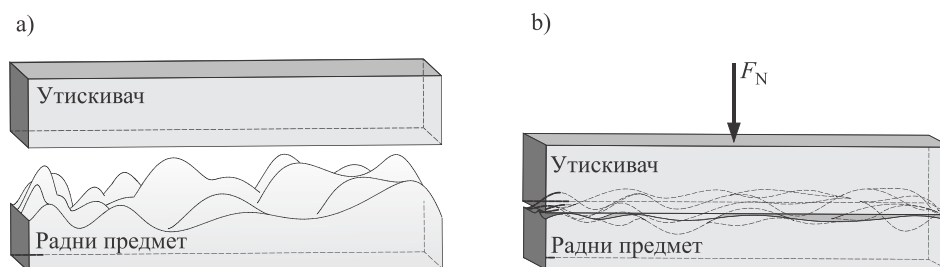
2.7 Деформације предмета обраде

Анализом деформација одређују се еластичене деформације предмета обраде под дејством свих сила које делују на предмет обраде у току процеса обраде (силе резања, силе стезања, реакције ослонаца, гравитациона сила, сила земљине теже, силе трења), које директно утичу на димензије и квалитет обрађене површине, и уопште успешност израде у оквиру дозвољених макро и микро геометријских спецификација производа. Један од кључних проблема при анализи деформације предмета обраде је контакт између предмета обраде и стезног прибора. Контактни проблеми који у том случају настају су површинско трење, почетна недеформисана геометрија, почетни услови, крутост, понашање под дејством оптерећења [76]. Деформација предмета обраде под дејством сила стезања и сила резања разматрана је у радовима [77–80] и у зависности од захтеваних толеранција предмета обраде може бити еластична и пластична. У сврху одређивања деформације предмета обраде најчешће се користи метода коначних елемената. Lee и Haynes [77] су анализирали деформисање предмета обраде једноставних облика под дејством сила резања и сила стезања користећи метод коначних елемената. Они су посматрали трење између елемената за стезање и предмета обраде, док су елементи прибора сматрани крутим телима. Menassa и DeVries [78] користили су метод коначних елемената за израчунавање деформација тако што су за критеријум оптимизације усвојили минимизирање деформације предмета обраде у одабраним тачкама. Применили су алгоритам за нелинеарну оптимизацију у циљу синтезе лоцирања ослонаца за предмет обраде плочастог облика. Њихов циљ је био да минимизирају суперпозицију померања у чворовима у посебним тачкама на обрађиваној површи. Проблем се сводио на одређивања положаја ослонаца. De Meter и сарадници [79] развили су модел за предвиђање минималних сила за прихватање предмета обраде, који узима у обзир деформацију предмета обраде и прибора. Њихови експериментални резултати истакли су значај који еластичност прибора има за понашање система предмет обраде–прибор под оптерећењем. Zuperc и сарадници [80] су развили интелигентан систем који адаптивном везом мења силу стезања у зависности од положаја резног алата и сила резања у циљу минимизације еластичних деформација предмета обраде.

2.8 Утицај триболошких карактеристика на систем стезни прибор/предмет обраде

Утицај триболошких фактора између елемената прибора и предмета обраде разматрали су Deiab и Elbestawi [81]. Аутори су презентовали резултате вишефакторног експеримента о триболошким утицајима између елемената прибора и предмета обраде узимајући у обзир материјал предмета обраде, храпавост површина предмета обраде, храпавост површина елемената прибора и нормално оптерећење. Места контакта елемената прибора и предмета обраде су медалирана уз помоћ опруга и Кулоновог закона трења. Утврђено је да се коефицијент трења смањује са повећањем силе стезања, што се може оправдати пременама топографије површине. Moslehy и остали [82] су представили модел за предвиђање константе коефицијента трења. У њиховом моделу,

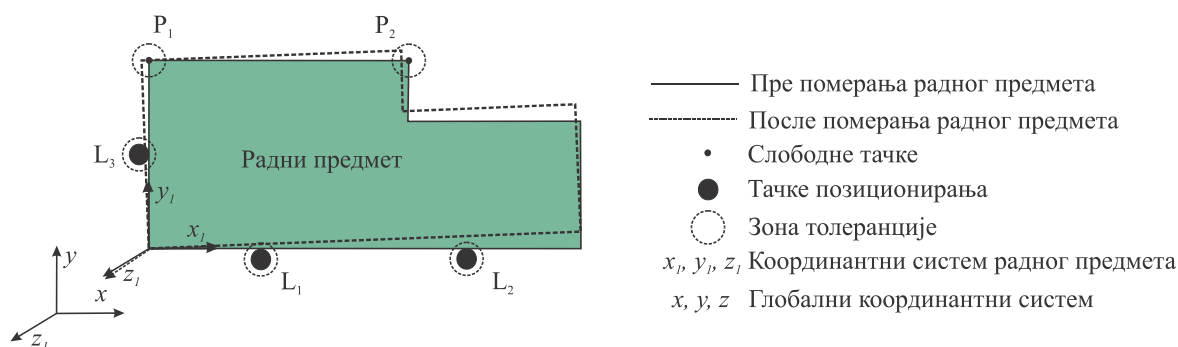
разматран је релативан однос врхова неравнина, адхезије и одломака материјала. Аналитички су одредили коефицијент трења у зависности од наведених параметара у зависности од дејства оптерећења и површине трибомеханичког система. У свом другом раду, Moslehy и остали [83] су представили резултате параметара добијених у претходном раду [82]. Резултатима су показали да механичке карактеристике материјала и величина одломака материјала има значајан утицај на коефицијент трења, док је утицај адхезије занемарљив. Melkote и остали [84] су представили алгоритам заснован на методи контактне еластичности за одређивање оптималне силе стезања за вишестезни систем предмет обраде/стезни прибор. Алгоритам користи механику контакта за одређивање укупне силе стезања и укупно померање система, који су после коришћени за оптимизацију силе стезања. Величина постојећег трења између контактних парова је одређена у односу на величину нормалног и тангенцијалног напрезања. Проблем је формулисан тако да се, поред оптимизације силе стезања задовољи и Кулонов закон трења. Експериментална истраживања коефицијента трења између елемената триболошког система стезни прибор/предмет обраде у условима без подмазивања спровели су Хе и остали [85]. Аутори су показали да величина коефицијента трења зависи од геометрије елемената стезног прибора, као и од топографије предмета обраде, док величина силе стезања и величина елемената за стезање имају незнатан утицај на коефицијент трења. Такође, исти аутори су у свом раду [86] представили методу за експерименталну процену коефицијента трења између стезног прибора и предмета обраде. Ослањајући се на претходне радове [85, 87], аутори су испитивали утицај топографије предмета обраде, типа елемената за стезање, величине стезног елемента, силе стезања, присуство средства за хлађење током процеса обраде, као и укупну крутост система на коефицијент трења. Претпоставља се да је коефицијент трења проузрокован услед врхова неравнина на контактним површина и смицања површина у контакту, што је иста претпоставка и у радовима аутора [88–93]. Такође, претпоставља се да је механизам трења отпоран при деловању нормалног оптерећења, па је стога статички коефицијент трења и динамички коефицијент трења једнак константи. Међутим, постоје различити механизми који могу да допринесу повећању трења. Механизми који утичу на величину трења зависе од материјала и геометрије контактних парова, њихове топографије, тврдоће, температуре и вибрација које се јављају између контактних парова. Анализу утицаја оптерећења и индекса пластичности на различите храпавости површина између две равне површине истраживали су Тодоровић и остали [94]. Експериментална истраживања су заснована на утискивању утискивача малих вредности храпавости површине под дејством нормалног оптерећења у предмет обраде различитих вредности храпавости површине (слика 2.13). Резултати истраживања су показали значајно смањење површинске храпавости предмета обраде.



Слика 2.13 Контактне површине а) без оптерећења, б) под дејством оптерећења [94]

2.9 Грешке обраде

Када се предмет обраде причврсти у стезном прибору, тачност обраде у том случају углавном зависи од ефикасности стезања предмета обраде. Опште познато је да грешке обраде могу бити грешке облика и грешке позиционирања предмета обраде у односу на резни алат. Уколико постоји несаосност између референтних координатних система предмета обраде и алата машине долази до појаве грешке позиционирања [95]. Грешка позиционирања у великој мери зависи од положаја позиционера у стезном прибору у односу на предмет обраде [96]. Правилан распоред положаја позиционера у стезном прибору може значајно смањити грешку позиционирања, што често изискује коришћење оптимизационих метода. Анализа толеранција стезног прибора је главни задатак како би се одредило померање предмета обраде, настало као резултат померања позиционих тачака стезног прибора [97]. На слици 2.14 приказан је однос померања позиционих тачака, предмета обраде и девијације обрађене површине предмета обраде.



Слика 2.14 Анализа толеранција [97]

Постоји велики број доступних научних радова са различитим методама анализе грешке позиционирања и њеног смањења. Математичко представљање грешке позиционирања дато је у раду [98] преко теорије вектора померања. Vishnupriyan и сарадници [99] су развили методу за одређивање грешке позиционирања предмета обраде. У њиховом истраживању минимизација грешке је извршена на основу геометријских грешака елемената за позиционирање и еластичне деформације која настаје у контакту елемената прибора и предмета обраде. Анализа описана у раду аутора Chouduri-a и De Meter-a [100] се односи на грешке облика предмета обраде проузроковане током процеса обраде.

2.10 Аутоматизовано пројектовање прибора

Аутоматизација пројектовања у машинству омогућила је превођење конструкторских и пројектантских активности из традиционалних у тзв. “електронске” приступе. Традиционални приступи подразумевају да се развој конструкције производа одвија уз помоћ “папира и оловке”. Дакле, традиционални приступи се одликују или потпуним изостанком аутоматизације пројектовања, или спорадичном и информатички неповезаном применом рачунара током појединих етапа развоја производа.

Посебно значајан напредак у аутоматизацији процеса и поступака у индустрији забележен је крајем 80-тих и почетком 90-тих година XX века. Тек у протекле две деценије много је научника уложило велики напор како би се процес пројектовања рационализовао, аутоматизовао. Наведена сазнања наметнула су потребу за увођењем нових технологија у процес пројектовања, засниваних на тзв. флексибилној аутоматизацији, а чији је основни циљ смањење времена и трошкова пројектовања нових машинских конструкција, као и поновна употреба постојећих решења конструкција са дорадом или без дораде. То подразумева, између осталог, примену разних софтверских алата, међу којима алати за аутоматизацију пројектовања, анализе, тестирања и израде заузимају кључно место. Софтверски алати данас се описују скраћеницом MDPА (енг. *Mechanical Design and Process Automation tools*), која означава алате за аутоматизацију пројектовања машинских конструкција и њихову израду. Другим речима, окосницу MDPА система чини интеграција софтверских алата за поједине фазе развојног циклса, као што су:

- ↳ Пројектовање помоћу рачунара (енг. *Computer Aided Design - CAD*),
- ↳ Рачунаром подржана производња (енг. *Computer Aided Manufacturing - CAM*),
- ↳ Рачунаром подржан инжењеринг (енг. *Computer Aided Engineering - CAE*).

Аутоматизација поступака пројектовања прибора решава се применом система за аутоматизовано пројектовање прибора (*Computer Aided Fixture Design - CAFD*). Применом система за аутоматизовано пројектовање прибора убрзава се процес пројектовања нових (потребних) решења прибора, а тиме смањују трошкови пројектовања. Брзо је прилагођавање промени производног програма одређеног производног система и лако повезивање (интеграција) са другим системима аутоматизованог пројектовања. Резултати истраживања у овој области довели су до систематизованог познавања могућности које пружа примена рачунара у пројектовању [101, 102]. Данас је акценат стављен на интелигентне производне системе који се карактеришу способношћу решавања проблема без детаљног и експлицитног алгорита, математичке интерпретације и релација. Различити системи рачунаром подржане конструкторско – производне технике и технологије (енг. *Computer Aided Everything - CAx*) се користе као помоћ при пројектовању производа и производње како би се смањили време и трошкови реализације ових корака у процесу производње. Развијени су многи системи који обезбеђују помоћ на различитим нивоима пројектовања и производње. На пример, приликом пројектовања помоћу рачунара (енг. *Computer Aided Design - CAD*), системи могу да предвиде очекивано понашање пројектног решења, да помогну пројектанту у доношењу одлука, те да помогну у брзом вредновању различитих пројектних решења. У току производње, *CAM (Computer Aided Manufacturing)* системи могу да пруже помоћ у изради технолошког поступка, размени података, планирању потребних материјала, генерисању путања алата итд. Такви рачунарски алати користе се као подршка многим деловима производног процеса. Пројектовање прибора помоћу рачунара новији је вид пројектовања [48, 103–111], а настао је као покушај превазилажења негативних аспеката класичног начина пројектовања. Циљ је да се генерише адекватан прибор у оквиру прихватљивог временског рока и да се субјективан утицај и уложени напор пројектанта сведу на минимум [112, 113]. Најважније претпоставке за примену рачунара у процесу пројектовања прибора су „превођење“ знања и искуства пројектанта на језик разумљив

рачунару, затим развој логике избора и одлучивања и сл [114, 115]. Истраживања литературних информација и преписке аутора из посматраног подручја показали су да су до сада постојала два главна правца (прилаза) у аутоматизацији пројектовања прибора, а чине их [116, 117]:

- конвенционални програмски системи и
- програмски системи базирани на вештачкој интелигенцији

2.10.1 Конвенционални програмски системи

Програмску подршку система за аутоматизовано пројектовање прибора, као и за аутоматизовано пројектовање уопште, чине два сегмента: оперативна и апликативна програмска подршка. Оперативна програмска подршка подразумева све оне програме који имају намену пуштања у рад и управљања радом техничке основе, као и њено одржавање у функцији. Апликативна програмска подршка користи се за решавање одређених задатака. Апликативне програме корисник или купује као готове производе или самостално развија (програмира) и користи за пројектовање [58, 118]. Дизајн стезног прибора имплементиран је у одређене CAD/CAM апликативне програме, као и у CAPP системе. CAD системи омогућавају запреминско пројектовање стезног прибора кроз стварање техничких цртежа склопа и свих саставних елеманата стезног прибора у целини. CAPP системи су пројектовани и организовани тако да омогућавају развој стезног прибора и технологију израде, планирање и урвања процесом производње и одвијања дела логистичких активности [119]. Чер и остали [120] су описали метод за реконструкцију облика CAD модела у облик који је погодан за CAPP систем за аутоматско дефинисање процеса обраде. Kenneth и остали [121] су развили систем са аутоматско модуларно планирање система (*Automated Modular Process Planning System - AMPS*) у коме је имплементирано распоред елемената за стезање и планирање стезног прибора. Такође су одредили редослед позиционирања, област стезања, као и друге информације које су од велике важности приликом избора конфигурације стезног прибора. Вукелић и остали [122] су представили комбиновани систем који је заснован на претрази постојећих решења стезних прибора у бази податак на основу кода предмета обраде, а уколико систем не пронађе постојеће решење, помаже кориснику да генерише нов стезни прибор.

2.10.2 Програмски системи базирани на вештачкој интелигенцији

Данас постоје системи који су у стању да аутономно обављају комплексне задатке и функције какве су једино људи били у стању да обављају. Није редак случај да такви системи обављају задатке и далеко успешније од људи. У спреси са рачунарима, машине постају способне да раде самостално, да управљају саме собом итд., ослобађајући човека физичког и монотоног рада, препуштајући му рад на сложенијим и креативнијим пословима. Два главна правца развоја вештачке интелигенције су [123, 124]:

- ↪ проучавање природне интелигенције (спознавање функција мозга, моделирање рада мозга, симулирање човековог понашања, реаговања и резоновања);
- ↪ постизање интелигентног понашања применом другачијих приступа, какви се не могу срести у природним системима.

Програми подржани знањем (енг. *Knowledge-Based Software - KBS*) се користе у оквиру вештачке интелигенције, а разликују се од конвенционалних програма у следећем [123, 124]:

- ↪ конвенционални програми раде са подацима којима се манипулише док се *knowledge-based* системи ослањају на знања која се даље користе на одговарајући начин;
- ↪ конвенционални програми користе само алгоритме док *knowledge-based* системи и користе и алгоритме и хеуристику;
- ↪ конвенционални програми имају за основу процесе понављања док *knowledge-based* системи као основу имају процесе закључивања.

Интелигентни системи у производним технологијама подразумевају аутономно учење и могућност адаптације на неодређености у радном окружењу, како би такав интелигентни систем могао да одговори на све комплексније задатке који му се у индустријским условима намећу. Данашњи тренд развоја интелигентних система помера тежиште од класичних експертских система базираних најчешће на правилима као што су fuzzy системи и генетски алгоритми, ка адаптивном процесирању информација коме преваходно припадају неуронске мреже.

Генетски алгоритам

Генетски алгоритми (ГА) су хеуристичка метода оптимизације која решава рачунарске проблеме симулирајући механизам природне еволуције. Карактеристично за ову методу је да одржава већу групу могућих решења проблема, која се називају популацијом. Одабрана решења из популације се међусобно комбинују како би формирала нову генерацију решења која би потенцијално тежила ка што бољим решењима. Генетски алгоритми се веома често користе код *CAFD* система како би се извршила аутоматизација.

Krishnakumar и Melkote [125] су развили технику за оптимизацију конфигурације прибора која користи генетски алгоритам за налажење такве конфигурације прибора, која ће, дуж целе путање алата, минимизирати деформацију обрађене површине под дејством сила стезања и резања. Положаји елемената за позиционирање и стезање представљени су бројевима МКЕ чворова. Развијен је интегрисани МКЕ солвер. Они су применили ГА на 2D проблеме примене прибора, не разматрајући проблематику стезања предмета обраде. Chen и сарадници [126] су применом ГА вршили оптимизацију силе стезања и деформације предмета обраде током стезања у стезном прибору. За одређивање деформације предмета обраде у специфичним условима дејства силе резања и силе стезања коришћен је софтверски пакет Ansis. Kulankara и сарадници [127] примењују генетски алгоритам за оптимизацију конфигурације прибора и силе стезања. Као функција циља усвојена је максимална еластична деформација предмета обраде.

Међутим, оптимизацијом није обухваћено контактано трење у систему предмет обраде-прибор. Vallaruzha и др. [128] представили су поступак за оптимизацију на бази генетског алгоритма, који користи просторне координате ради представљања положаја елемената прибора. Поступак за оптимизацију конфигурације прибора реализован је у Матлаб-овом модулу за генетске алгоритме.

Фази логика

Метода фази логике се користи за контролу процеса позиционирања радног предмета [109, 129] и/или стезања предмета обраде [130, 131] у модулрном стезном прибору помоћу правила Ако - Тада (енг. *If-Then*). Правило представља логичку релацију и може се изразити на следећи начин:

ако је **X** тада је **Y**

што значи: „ако важи претпоставка **X** тада се може закључити **Y**“ или „ако је ситуација **X** тада се предузима акција **Y**“. Закључци се изводе поређењем групе правила са скупом чињеница или знања о тренутној ситуацији. Уколико је „ако је“ део правила задовољен, извршава се акција одређена са „тада“. Када се ово догоди, каже се да је правило испалено, извршено или окинуто [21, 132]. У општем случају, правило може да садржи већи број *If* и *Then* клаузула. *If*-клаузуле и *Then*-клаузуле најчешће се могу формулисати у виду простих логичких исказа. Значење тих исказа обично је испитивање вредности одређених параметара у *If*-клаузулама, односно додељивање, брисање или измена вредности параметара у *Then*-клаузулама. *Then*-клаузуле могу такође да представљају и акције које треба извршити када су задовољене премисе правила. Интересантно је да акција која следи по окидању правила може да се односи и на модификацију базе знања, односно додавање новог правила у базу или промену већ постојећег правила.

Метода се састоји од три фазе и то: дефинисања фази скупова, дефинисања фази правила и претварања резултата у инжењерски излаз. Свака величина у фази скупу има свој степен чланства у оквиру скупа, који варира од 100% (1) до 0% (0), и разликује се по јасноћи вредности (нека величина може бити истина, ако и само ако су све остале лажне) [133]. У првој фази дефинисања фази скупова, улазне и излазне вредности се конвертују у њихове функције припадности. Збирка правила се односи на фази скупове који се користе за изградњу базе правила, на основу које ће систем бити контролисан. Фази закључак се користи за проверу правила и проналазак одговарајућих излаза. Након фази анализе, добија се неколико графика из прве фазе, на основу којих се може закључити степен чланства одређене вредности у фази скупу [133]. Елементи се бирају понављањем правила све док се не изаберу одговарајући елементи из базе модулрних елемената (системи су, по правилу, били развијани за ову групу прибора). Ако се добије већи број елемената који задовољавају захтеве, пројектант одлучује које ће решење применити. Избор елемената врши се на основу њихове функције. Пошто неколико модулрних елемената има исте функције, они се групишу заједно. При свакој употреби правила проверава се функција модулрног елемента [104, 130]. Методу фази закључивања користили су аутори Martin и Lombard [134] како би дефинисали одговарајући системе за позиционирање радних предмета у стезном прибору. На основу дефинисаног система

аутори су установили да су материјал и карактеристике површине предмета обраде, главни критеријуми при позиционирању предмета обраде. Zhang и Peng [135] су представили интегрисани фази систем и систем заснован на правилима закључивања (енг. **Rule – Based Reasoning – RBR**). Систем је подељен у две фазе, систем за просторно планирање и систем за пројектовања стезања предмета обраде. Улазни параметри система за просторно планирање су карактеристике обраде, алат и врсте операција. На основу улазних параметара, као излазни параметар добије је прелиминарни план просторног планирања. Као излаз прелиминарног плана просторног планирања добијен је план распореда стезања предмета обраде. Kang и остали [136] су користили методу фази логике како би одредили оптималан распоред елемената за базирање и стезање у стезном прибору.

Неуронске мреже

Неуронске мреже представљају прелазак са симболичког на подсимболички ниво обраде информација. При томе се значење појмова не даје свесно и нису у потпуности позната правила која могу довести у везу улазне информације и жељени излаз из система – конструкцију прибора. Битна разлика у односу на класичне рачунаре је да се неуронске мреже не „програмирају“. Док код класичног рачунара програмер у рачунар уноси програм којим се тачно специфицира рад рачунара у сваком тренутку, неуронске мреже се не програмирају, већ „обучавају“. Пре него што почну да се примењују, улаже се доста времена у њихово обучавање, учење или тренирање. Процес обучавања се заснива на ажурирању најчешће тежинских коефицијената веза, а понекад само вредности улазних процесорских јединица. Тежински коефицијенти веза или тежине веза су коефицијенти који су додељени везама неуронске мреже у сваком тренутку [137–139]. Процес обучавања неуронских мрежа започиње задавањем случајних вредности тежинских коефицијената веза и довођењем облика на улазни слој. Затим се мрежа активира и упоређују се излазни и задати облик (захтевани облик, онај који треба да се добије). Обучавање се врши тако да се ажурирају тежински коефицијенти са циљем да се у следећој итерацији добије излаз који је ближи задатој вредности. У тренутку кад се постигне задовољавајући резултат са једним улазним обликом, на улаз се доводи други итд. Кад се заврши са свим облицима из обучавајућег скупа, на улаз мреже се поново доводи први улазни облик. Процедура се наставља све док се не дође до задовољавајућих резултата за све облике из обучавајућег скупа. Кад је обучавање мреже једном завршено, тежински коефицијенти веза остају непромењени. Тек тада, после обучавања, мрежа се може применити за пројектовање прибора [38, 140, 141].

3.

ПОСТОЈЕЋИ РАЗВИЈЕНИ СИСТЕМИ МОДУЛАРНИХ СТЕЗНИХ ПРИБОРА

Концепт модуларних стезних прибора састављен од већег броја изменљивих компоненти првобитно је развијен у Енглеској почетком Другог светског рата [1]. Са развојем нумеричких машина (енг. *Numerical Control machine - NC*) 1960-те године, почињу све више да се развијају и примењују модуларни стезни прибори у индустрији. Модуларни стезни прибори имају веома важну улогу у савременом производном окружењу јер смањују време и трошкове потребне за пројектовање, као и време и трошкове током измене стезног прибора при различитим производним процесима [97]. Поред наведеног, модуларни стезни прибори кроз постојање универзалних изменљивих стезних елемената омогућавају већу флексибилност, квалитет и обим производње. Флексибилност модуларних стезних прибора произилази од великог броја стезних конфигурација, тј. од различитих комбинација стезних елемената који могу бити повезани са базном плочом. Модуларни стезни прибори се у основи састоје од основне плоче на коју се постављају стезни елементи стандардног типа и примењују се за различите облике и димензије радних предмета. Елементи модуларног прибора могу бити у виду вертикалних и хоризонталних елемената за позиционирање, вертикалних и хоризонталних елемената за стезања који имају улогу да базирају, позиционирају и стегну предмет обраде у одређени положај. Поступак пројектовања модуларног стезног прибора може се поделити у четири фазе и то [142]:

- ↳ припрема улазних података,
- ↳ планирање модуларног стезног прибора,
- ↳ пројектовање модуларног стезног прибора,
- ↳ верификација.

У фази припреме улазних података подразумева се прикупљање општих информација о извођењу процеса машинске обраде на основу анализе геометрије предмета обраде. Одређивање распореда позиционих и стезних елемената у модуларном стезном прибору односу на предмет обраде одвија се у фази планирања модуларног стезног прибора. У фази пројектовања модуларног стезног прибора, на основу идејног пројекта врши се усвајање структуре и распореда позиционих и стезних елемената у модуларном стезном прибору. У фази верификације, врши се процена приступачности, стабилности, толеранција и економичности модуларног стезног прибора. Примери

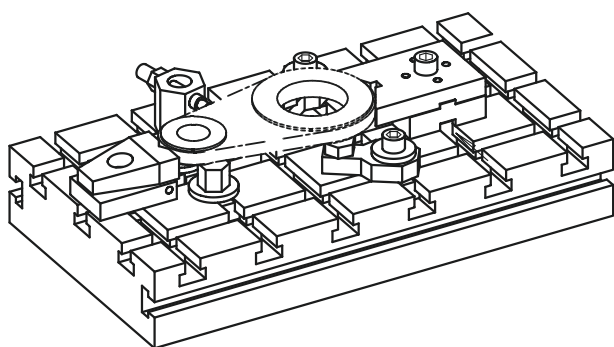
различитих приступа формулација наведених модела могу се пронаћи у литератури [143].

Уопштено говорећи, системи модуларних стезних прибора могу се према површинама базирања према којима се одређује међусобни положај елемената сврстати у две групе [58]:

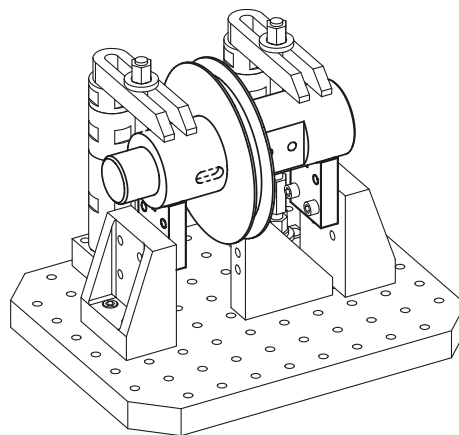
- ↪ површине базирања са Т – жљобовима и,
- ↪ површине базирања са отворима и урезаним навојем.

На слици 3.1 приказани су примери модуларних стезних прибора према претходно наведеној подели.

а)



б)



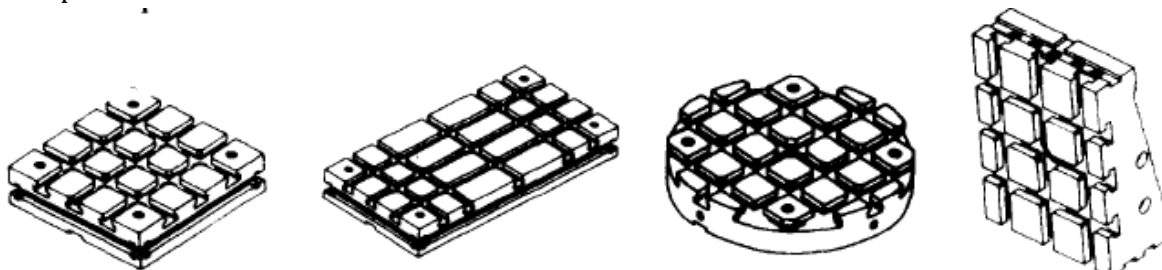
Слика 3.1 Систем модуларног стезног прибора а) са Т – жљобовима и б) са отворима и урезаним навојем [58]

3.1 Модуларни стезни прибор са основом базирања Т – жљобова

Релативан однос између елемената модуларног стезног прибора са основом базирања у виду Т – жљобова одређен је померањем елемената дуж жљобова. Т – жљбови се израђују паралелно или управно један у односу на други са једнаким растојањима и веома уским толеранцијама. Померање елемената модуларног стезног прибора дуж жљобова се остварује помоћу клинова, док се причвршћивање елемената за базну плочу са Т – жљобовима врши завртњевима. Елементи модуларног стезног прибора могу се поделити у шест група:

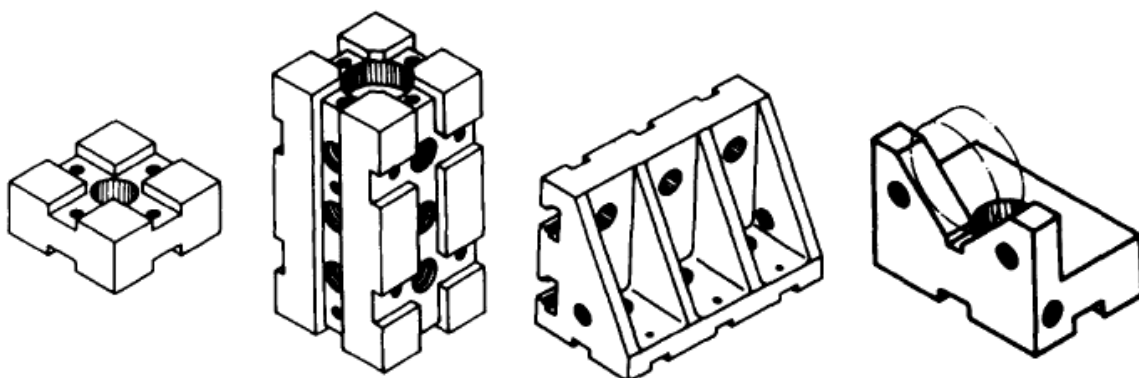
- ↪ основна плоча,
- ↪ елементи за ослањање,
- ↪ елементи за позиционирање,
- ↪ елементи за вођење,
- ↪ елементи за стезање и
- ↪ комбиновани елементи.

Базна плоча може бити квадратног, правоугаоног, кружног или угаоног облика (слика 3.2). За основну плочу се везују сви базни елементи модуларног прибора. У ту сврху, на плочи су израђени Т – жљебови и отвори за центрирање и причвршћивање. Плоча се за радни сто машине причвршћује завртњима и центрира чивијама преко отвора.



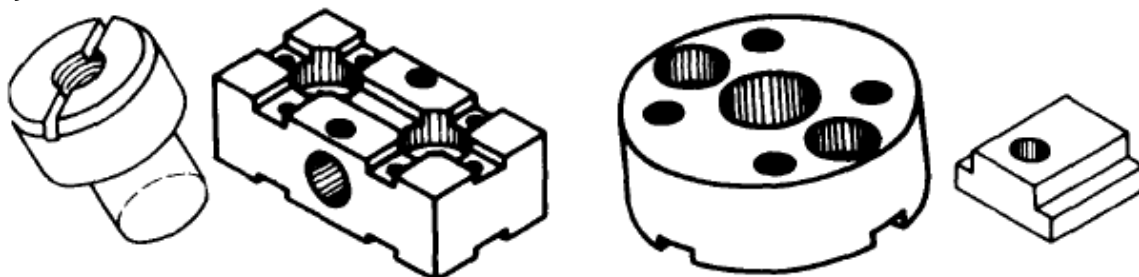
Слика 3.2 Облици базних плоча са Т – жљебовима

Елементи за ослањање (слика 3.3) су структурни елементи стезног прибора и користе се за ослањање и повезивање других функционалних елемената са основном плочом. У групу функционалних елемената спадају елементи за позиционирање и стезање. Т – жљебови и рупе које се израђују на елементима за ослањање користе се за позиционирање и причвршћивање функционалних елемената. Због уских производних толеранција, елементи за ослањање се такође користе и у сврху позиционирања.



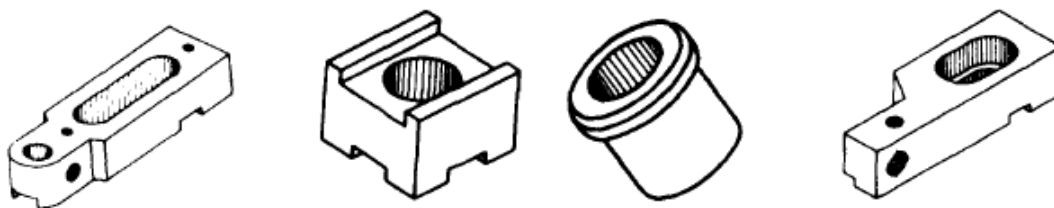
Слика 3.3 Типови елемената за ослањање

Елементи за позиционирање се користе за одређивање релативне позиције и оријентације предмета обраде и елемената модуларног стезног прибора. Елементи за позиционирање могу бити клинови, пинови, дискови, V – блокови и тако даље (слика 3.4).



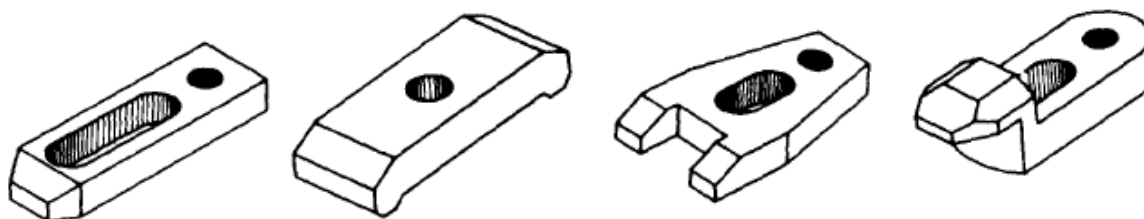
Слика 3.4 Типови елемената за позиционирање

Елементи за вођење се користе за правилно продешавање и вођење резног алата током процеса обраде. Подешавање полазног положаја резног алата у односу на предмет обраде и стезни прибор изводи, у зависности од обраде, преко одговарајућих изменљивих вођица, неизмењивих вођица и други елементи (слика 3.5).



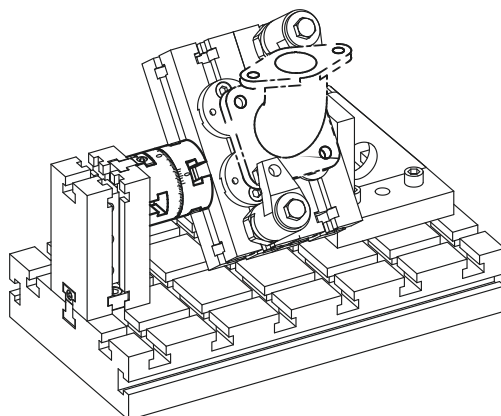
Слика 3.5 Врсте елемената за вођење

Елементи за стезање се користе да у током процеса обраде, при дејству динамичких сила, одрже предмет обраде у одређеном положају у односу на модуларни стезни прибор. У циљу поузданог стезања предмета обраде код модуларних стезних прибора у обради метала резањем примењује се велики број различитих елемената и механизма. Као елементи за стезање најчешће се примењују завртњевци, клинови, ексцентри, полуге, еластичне чауре, тањирасте опруге и слични елементи (слика 3.6).



Слика 3.6 Врсте елемената за стезање

Елементи модуларних стезних прибора израђени су од квалитетног конструкцијског и алатног челика, термички су обрађени, а радне належуће површине брушене и глачане, што обезбеђује високу отпорност на хабање и тачност склапања [42]. Тачност израде у погледу виталних димензија елемената модуларног стезног прибора је врло висока: тачност дужинских мера елемената је обично $\pm 0,01\text{mm}$, а управност и паралелност $0,01\text{ mm}$ на дужини од 100 mm , што омогућава да се склапају прибори високе тачности. Склапањем из готових елемената могу се компоновати прибори за делове различитог облика и величине, за готово све поступке обраде резањем. Модуларни стезни прибори обухватају велики број елемената за стезање који се могу монтирати у различитим конфигурацијама за обраду разноврсних радних комада, такође могу бити расклопљени након обраде на групе делова који се могу поново употребити при обради следећих радних комада [144].



Слика 3.7 Пример модуларног стезног прибора са основом базирања Т – жљебова [57, 58, 145]

Најпознатији произвођачи модуларних стезних прибора са основом базирања преко Т – жљебова у свету су:

- ↪ Eiwin Modular System, USA ,
- ↪ Warlton Unitool, UK,
- ↪ CATIC System, China,
- ↪ Gridmaster System, UK,
- ↪ Halder System, Germany.

3.2 Модуларни стезни прибори са основом базирања преко отвора

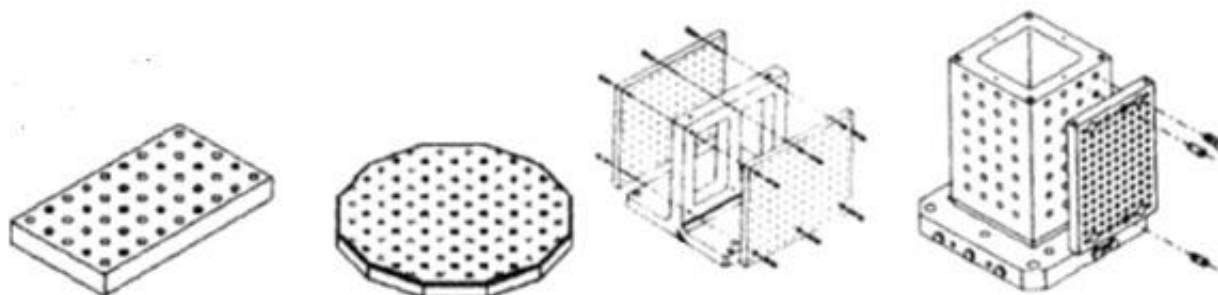
Модуларни стезни прибори са основом базирања преко отвора, слично као и систем са Т – жљебовима, користе се за причвршћивање великог броја различитих облика и димензија предмета обраде. Релативан однос стезних елемената код модуларних стезних прибора са основом базирања преко отвора одређен је коришћењем отвора са навојем израђених у облику мреже на основној плочи. Тачност и прецизност између стезних елемената остварује се причвршћивањем стезних елемената завртњем за основну плочу. Величина и растојање отвора за центрирање и причвршћивање елемената, као и њихове толеранције, су стандардизовани. Елементи модуларног стезног прибора са основом базирања преко отвора могу се поделити у пет група:

- ↪ базна плоча,
- ↪ елементи за ослањање,
- ↪ елементи за позиционирање,
- ↪ елементи за стезање и
- ↪ остали елементи.

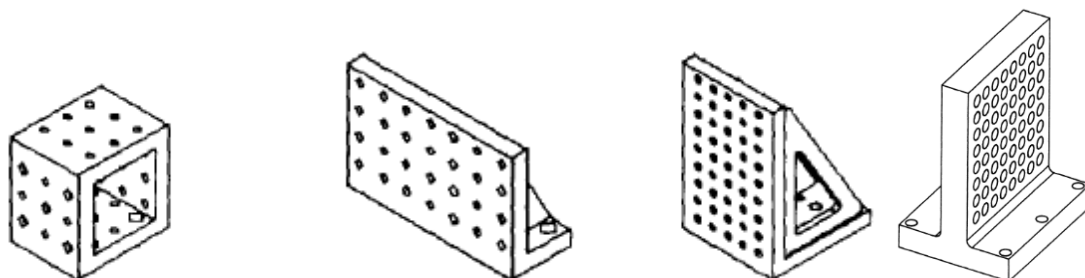
Функција базне плоче је слична као и базне плоче са Т – жљебовима. Базна плоча може бити квадратног, правоугаоног или кружног облика (слика 3.8а). За основну плочу се везују сви базни елементи прибора. У ту сврху, на плочи су израђени отвори са навојем за центрирање и причвршћивање. Плоча се за радни сто машине причвршћује завртњима и центрира чивијама преко отвора [42]. Четворострана угаона плоча се користи за

позиционирање делова који се обрађују на хоризонталним машинама. Израђена је са отворима за центрирање и причвршћивање елемената за локацију и базирање предмета обраде. На сваку од четири базне површине може се монтирати посебан прибор за различите предмете обраде.

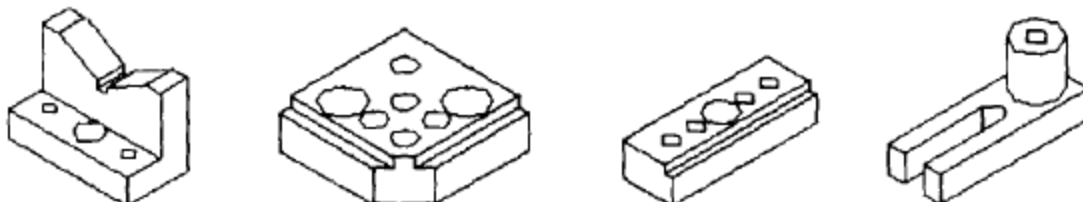
а)



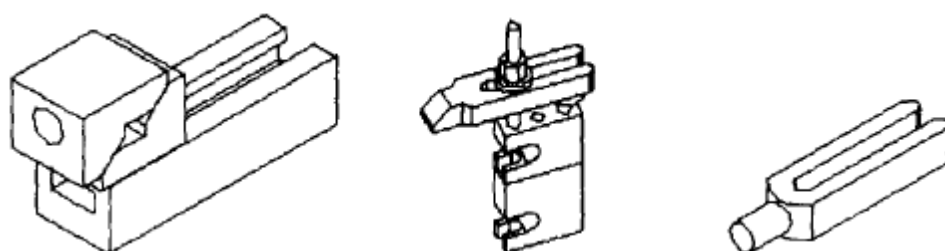
б)



в)



г)



д)

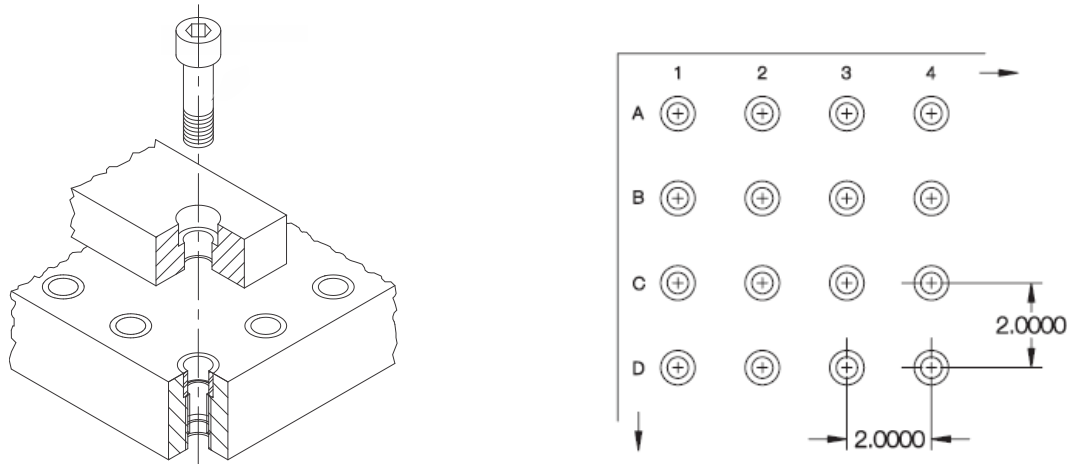


Слика 3.8 Елементи модуларног стезног прибора са основом базирања преко отвора

Елементи за ослањање имају исту функцију као код система са Т – жљебовима. У поређењу са елементима за ослањање код система са Т – жљебовима, група елемената на

слици 3.8б израђена је са отворима за центрирање и причвршћивање елемената за позиционирање. Као елементи за позиционирање најчешће се користе V – блокови, квадратне полуге, подесиве полуге, као и различити типове блокова (слика 3.8ц). Стезање завртњем је примарни тип стезања предмета обраде код система модуларних стезних прибора са основом базирања преко отвора. Поред стезања завртњем, користе се још и стезне шапе и различити типови подскопова стезача који се састоје од завртња, опруге и шапе (слика 3.8д). У групу осталих елемената (слика 3.8е) припадају различити типови вијака, граничници, подешљиви граничници и други елементи.

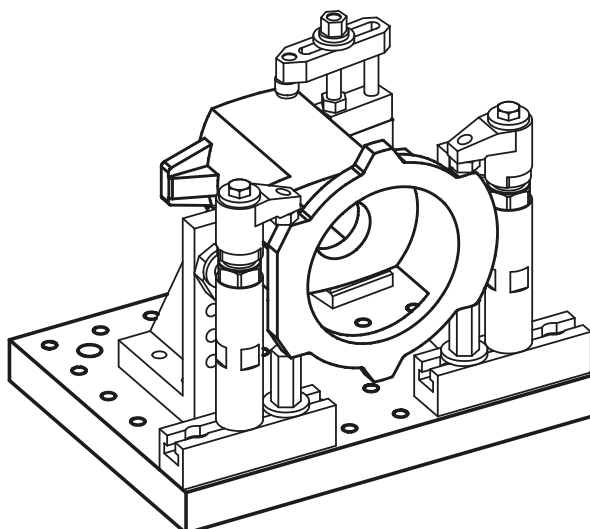
У поређењу са основама базирања преко T – жљебова, основа са отворима нуди више предности. Системи модуларних стезних прибора са отворима имају већу тачност позиционирања и отпорност при статичком и динамичком дејству сила у односу на системе са T – жљебовима. Стезање и позиционирање могуће је извести било којим типом завртња, као и многим другим елементима са навојем. Један од основних разлога широке примене завртња (слика 3.9) као стезног елемента јесте могућност остварења великих аксијалних сила при дејству релативно умерених момената на глави завртња уз истовремено остваривање самокочивости.



Слика 3.9 Примена завртња и распоред отвора код модуларних стезних прибора

Најпознатији произвођачи модуларних стезних прибора са основом базирања преко отвора и отвора са навојем у свету су:

- ↗ Bluco System, Germany, USA,
- ↗ Kipp System, Germany,
- ↗ Stevens System, USA,
- ↗ Carr Lane System, USA,
- ↗ CATIC System, China,
- ↗ TJMGS System, China,
- ↗ CPO System, Russia.



Слика 3.10 Пример модуларног стезног прибора са основом базирања преко отвора са навојем [145]

3.3 Аутоматизовано пројектовање модуларних стезних прибора

Аутоматизовано пројектовање модуларног стезног прибора подразумева процес, у коме, се без људске интеракције пројектује одговарајући модуларни стезни прибор за предмет обраде. С обзиром да је у данашње време широко распрострањена примена 3D софтвера за пројектовање, као улаз за систем који је у стању да аутоматски пројектује модуларни стезни прибор користити се 3D модел предмета обраде, са технолошким подацима као што су толеранције, површинска храпавост и други [146]. Елементи модуларног стезног прибора би требало да имају одређени степен интелигенције уколико се захтева аутоматска измена елемената [116]. У досадашњим истраживањима развијен је велики број система за аутоматизовано пројектовање модуларних стезних прибора, али потпуна аутоматизација било ког система до сада није развијена. Мање или више неопходна је људска интеракција при дефинисању улазних података у систем. У већини аутоматизованих решења модуларних стезних прибора за радне предмете призматичних облика, аутори претпостављају да су довољна три позиционера и један стезач како би се предмету обраде одузели свих шест степени слободе [147–150]. Један од првих развијених полуаутоматизованих решења модуларног стезног прибора за одређени предмет обраде представили су Márkus и остали [151]. Ослањање, позиционирање и стезање предмета обраде засновано је интеракцији коју обезбеђује инжењер, а систем на основу датих података изграђује одговарајућу модуларни стезни прибор. Корисник може прихватити предложено решење система, а уколико одбије, систем тражи друго оптимално решење. Rong и Bai [152] су представили систем за аутоматско пројектовање распореда стезних елемената на базну плочу. За потребе истраживања аутори су развили алгоритам на основу ког се врши претраживање свих доступних стезних елемената, као и њихова монтажа у одређене положаје на базну плочу у односу на површину и ограничења базне плоче. Brost и Goldberg [153] су развили

алгоритам за аутоматско пројектовање модуларних стезних прибора за причвршћивање пологоналних радних предмета. Ограничење предмета обраде је обезбеђено у четири тачке, чиме су одузети свих шест степени слободе, занемарујућу треће између контактних елемената. При извођењу стезања коришћена су три позиционера кружног попречног пресека, сваки је центриран по отвору базне плоче, и једна трансляторни стезач који је причвршћен преко пара отвора за базну плочу. Стезач у овом случају омогућава контакт са радним предметом на променљивим растојањима дуж главних оса отвора базне плоче. Neng Wan и остали [142], развили су методологију за интелигентно пројектовање модуларних стезних прибора на основу препознавања и покретања истих стезних јединица у тренутном окружењу у захтевано окружење, као и аутоматско прилагођавања стезне јединице систему стезни прибор – предмет обраде. За разлику од традиционалног, код геометријског пројектовања стезног прибора, при интелигентном стезању врши се перцепција и аутоматско прилагођавање захтеваном окружењу. Ни и Rong [154] су представили алгоритам за аутоматску проверу свих типова колизије који се могу јавити у току стезања и процеса обраде предмета обраде. Алгоритам је заснован на проучавању геометријских и висинских карактеристика распореда елемената модуларног прибора и путање резног алата.

Досадашња истраживања у области примене система за аутоматизовано пројектовање прибора CAFD, на глобалном нивоу, могу се поделити у два истакнута поља истраживања и то: оптимизација модуларних стезних прибора и развој модуларних стезних прибора. Различите технике су коришћене за оптимизацију модуларних стезних прибора:

- ↪ метода коначних елемената [20, 59, 78, 116],
- ↪ генетски алгоритми [26, 125, 127, 128],
- ↪ комбинација генетских алгоритама и неуронских мрежа [155, 156],
- ↪ метода коначних елемената и генетски алгоритми [126],
- ↪ генетски алгоритми и алгоритми мравље колоније [157].

Овај вид истраживања, више или мање, фокусиран је на дефинисању оптималног броја потребних елемената за позиционирање и стезање предмета обраде у модуларном стезном прибору. Када говоримо о развоју модуларних стезних прибора, постоји неколико система које треба напоменути:

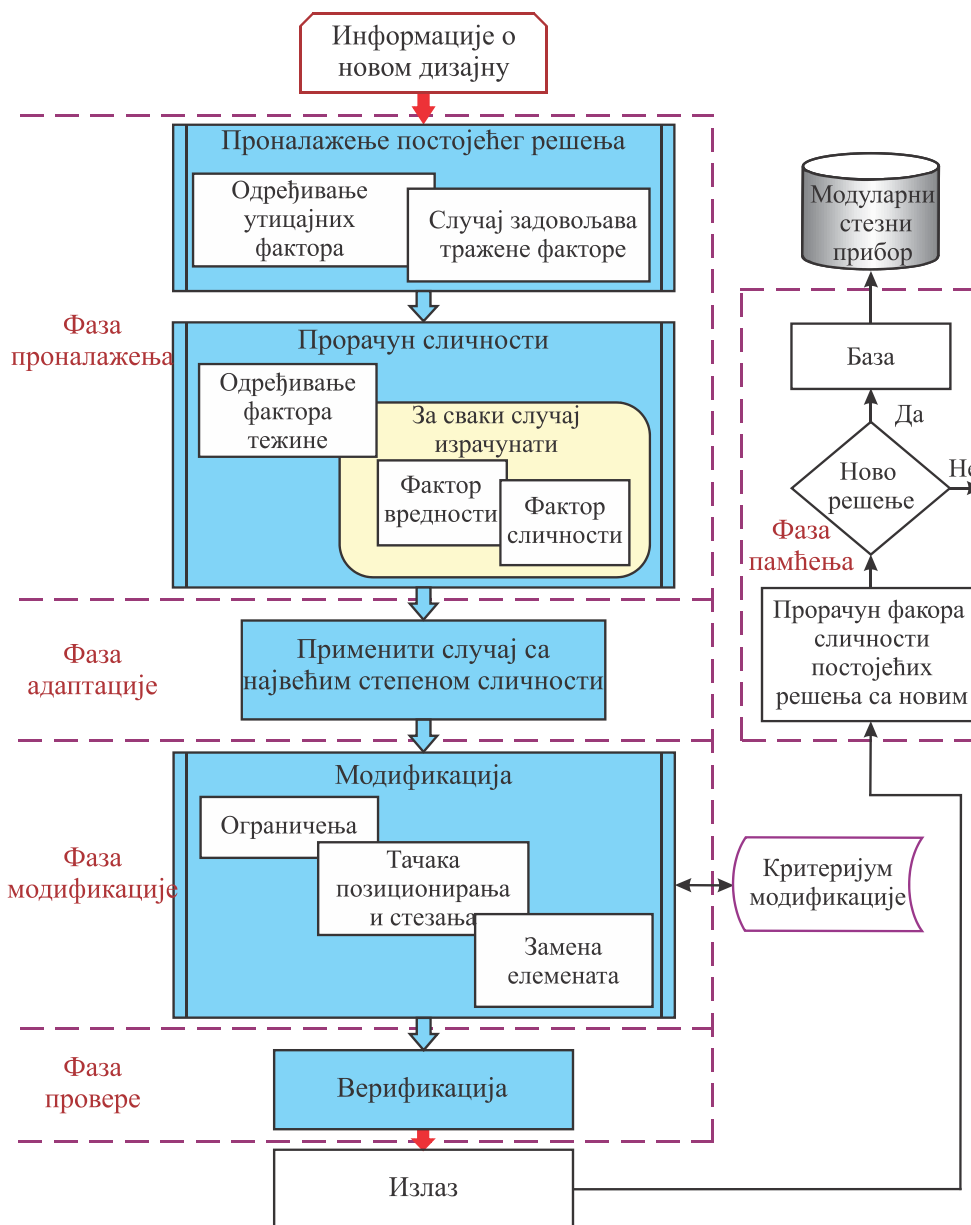
- ↪ неуронске мреже [141, 155, 156],
- ↪ закључивање на основу случајева (енг. *Case-Based Reasoning – CBR*) [40, 158–165],
- ↪ експертски системи [129, 130, 166–171] и
- ↪ системи засновани на знању (*Knowledge-Based Systems – KBS*) [89, 172–178].

Сваки од наведених приступа у пројектовању модуларних стезних прибора има своје предности и мане. Неуронске мреже (*видети поглавље 2.10.2*) се успешно користе за генерисање концептуалних решења модуларних стезних прибора. Значајан проблем у вези са неуронским мрежама односи на број релевантних информација које је потребно обучити и који се односи на систематску обраду података.

3.3.1 Закључивање на основу случаја - CBR системи

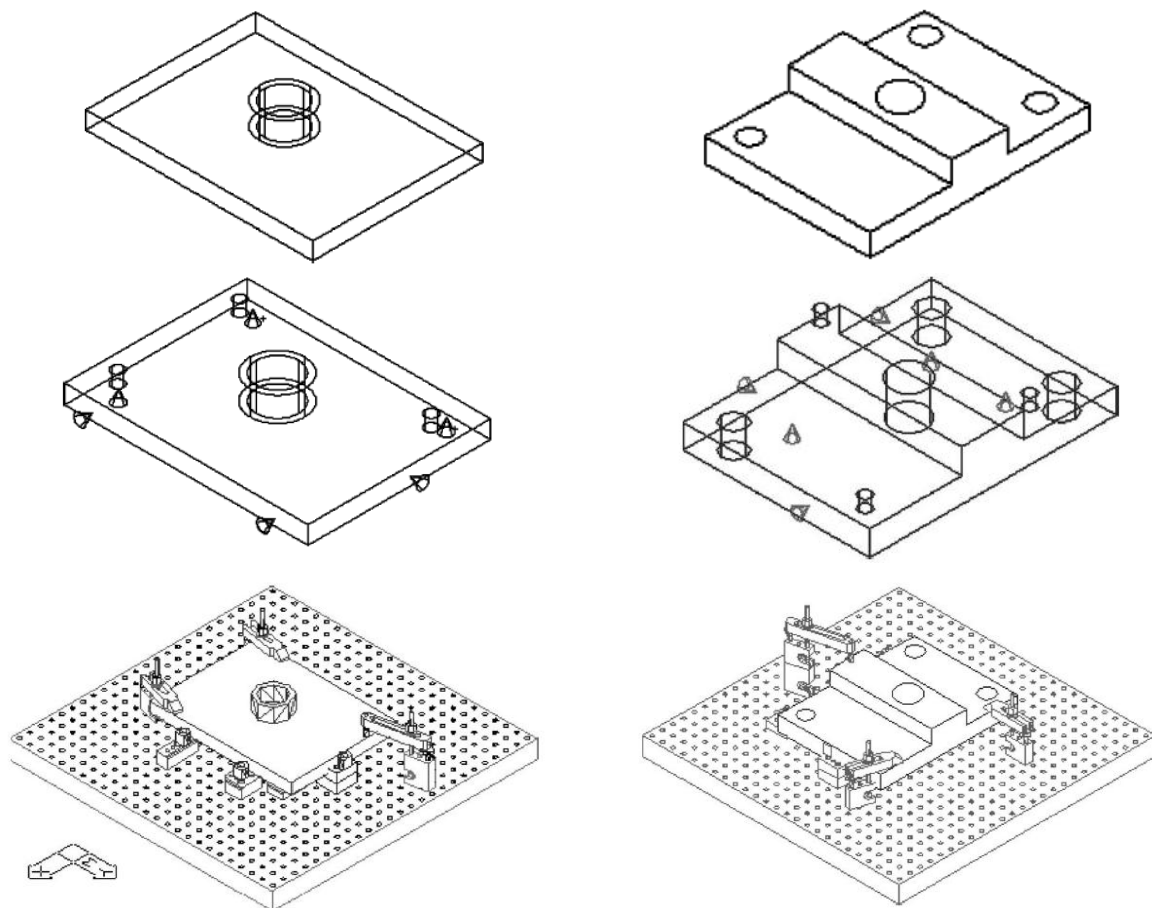
Закључивање на основу случајева је техника заснована на вештачкој интелигенцији која на основу модификације постојећих сличних решења модуларних стезних прибора, генерише нова решења [158, 160]. У основи, када се појави проблем новог дизајна модуларног стезног прибора, CBR систем индетификује слично решење које се најбоље подудара са постојећим проблемом и модификује га према захтевима новог дизајна. Код закључивања на основу случаја потребно је да се проблем уреди, да се структурира. Проблем пројектовања прибора уређује се преко тзв. случајева [163–165]. Пошто није лако памтити цео случај, као велику количину неуређеног текста, проблем се раставља на потпроблеме, тј. критеријуме. Тиме случај добија своју структуру. Сваки случај садржи критеријуме који су подељени на улазне и излазне критеријуме. Улазни критеријуми памте проблем док излазни критеријуми памте решење проблема. Случај се, према томе, састоји од скупа критеријума чије вредности носе информације о проблему и скупа критеријума који носе информације о његовом решењу. Подскуп скупа критеријума који служе за претраживање базе знања су индекси. Сваки случај се састоји из тзв. индексираних и неиндексираних критеријума. Индексирани критеријуми служе за претраживање базе знања. Неиндексирани критеријуми служе за описивање случаја и могу утицати на решење проблема уколико индексирани критеријуми не садрже довољно информација. Индекси, тј. критеријуми за претраживање, требало би да буду: разумљиви, сврсисходни, довољно апстрактни (ради евентуалног проширивања базе случајева) и конкретни како би претраживање било прецизно. На основу анализе процеса пројектовања модуларних стезних прибора, примена CBR система у овом случају обухвата пет главних корака [40]:

1. *Скупљање потребних информација о дизајну модуларног стезног прибора*: Као што су: 3D модел предмета обраде, тип предмета обраде, функције машине алатке, величина радног предмета, резни алат, захтеви тачности и прецизности, сила резања и др.
2. *Одбацивање непотребних случајева*: На основу информација из првог корака, искључити случајеве који се не могу поново користити при формирању новог дизајна модуларног стезног прибора.
3. *Прорачун сличности*: Прорачун сличности заснован је на одређивању степена сличности између између сваког елемента постојећег система и новог система модуларног стезног прибора. Случај са већим степеном сличности користи се за поновну употребу.
4. *Адаптација и корекција модуларног стезног прибора*: Уколико изабрани дизајн модуланог стезног прибора није успео у потпуности да задовољи захтеве, у том случају потребно је модификовати модуларни стезни прибор према новом предмету обраде како би се добио одговарајући дизајн.
5. *Усвајање модуларног стезног прибора*: Сличност између новог и постојећег решења модуларног стезног прибора треба оценити и у случају да у бази не постоји дизајн сличан новом треба га додати и сачувати. Алгоритам CBR система при пројектовању модуларног стезног прибора дат је на слици 3.11.



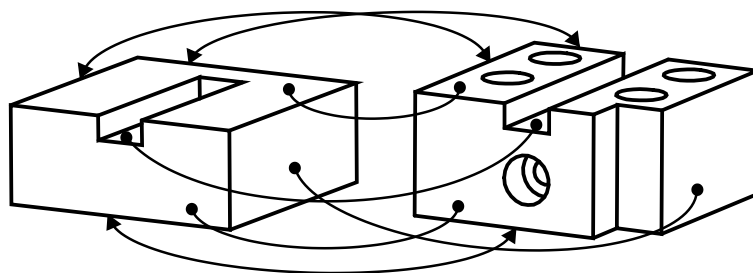
Слика 3.11 CBR алгоритам [40]

Конкретан пример примене CBR система, при пројектовању модуларног стезног прибора, који постојеће решење прибора прилагођава новим захтевима и генерише ново решење приказали су Li и остали [160]. Са циљем реализације проблема коришћене су три методе и то: процена сличности, процена ограничења и модификација елемената модуларног стезног прибора. При процени сличности бира се прибора са што већим степеном сличности. Вредности степена сличности се крећу у интервалу од 0 до 1, при чему се за вредности једнаке 1 каже да имају висок степен сличности, док се за вредности једнаке 0 каже да немају сличности. Уколико је степен сличности једнак 0,6 два или три елемента имају сличности, док за степен сличности једнак 0,3 само један елемент има сличности. Главни задатак методе процене ограничења је одређивање позиције и међусобних растојања елемената модуларног стезног прибора. На основу методе процене сличности и ограничења, метода модификације модуларних стезних прибора приказана је на слици 3.12.

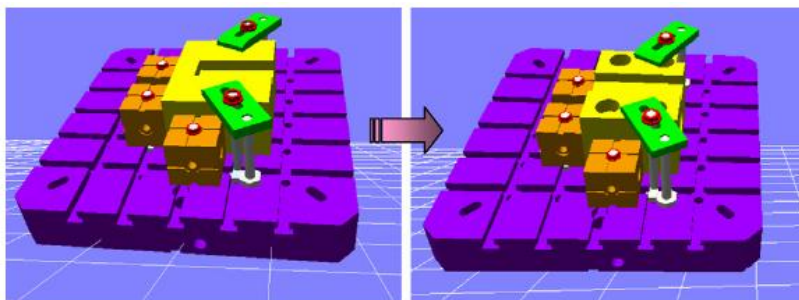


Слика 3.12 Пример примене CBR система [160]

Peng и остали [40] на основу CBR система представили су концепцијска решења модуларних стезних прибора за неколико предмета обраде сличне геометрије. У првом случају приказано је концепцијско решење модуларног стезног прибора (слика 3.13) за предмете обраде призматичног облика (слика 3.12). Степен сличности подударана површина за позиционирање и обраду предмета обраде, а самим тим и степен сличности модуларних стезних прибора је у овом случају 0.92.

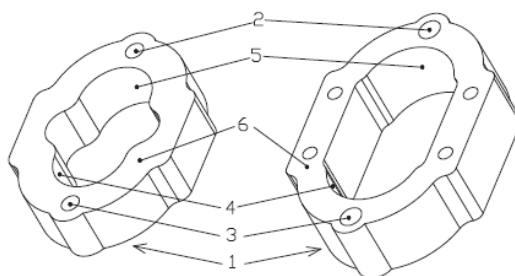


Слика 3.13 3D приказ предмета обраде – случај 1 [40]

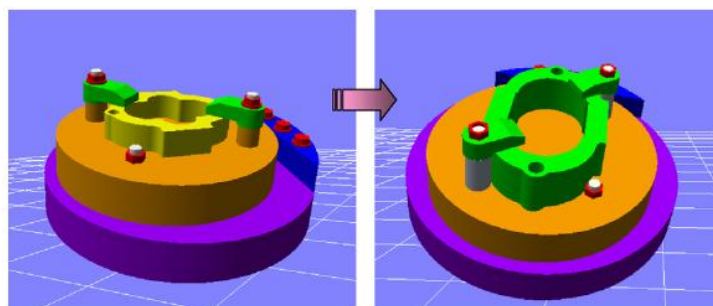


Слика 3.14 Концепцијска решења модуларног стезног прибора – случај 1 [40]

У другом случају приказана су концепцијска решења модуларних стезних прибора (слика 3.16) за предмете обраде неправилног облика и различитих висина (слика 3.15). Предложено решење модуларног стезног прибора, узимајући у обзир облик, површине за позиционирање и обраду предмета обраде, у овом случају такође има висок степен сличности од 0.91 што га чини погодним за употребу код новог проблема.



Слика 3.15 3D приказ предмета обраде – случај 2 [40]



Слика 3.16 Концепцијска решења модуларног стезног прибора – случај 2 [40]

Проблем везан за примену *CBR* методологија настаје када у бази података нема довољно сличних решења прибора, другим речима, како пројектовати ново решење прибора од нуле.

3.3.2 Експертски системи и системи засновани на знању – KBS системи

Експертски системи се највише користе за генерисање парцијалног распореда елемената за позиционирање и стезање у модуларном стезном прибору. Експертски системи су интелигентни програми који употребљавају знање и процедуре закључивања да би решили проблеме који су довољно тешки, те захтевају значајну људску стручност и

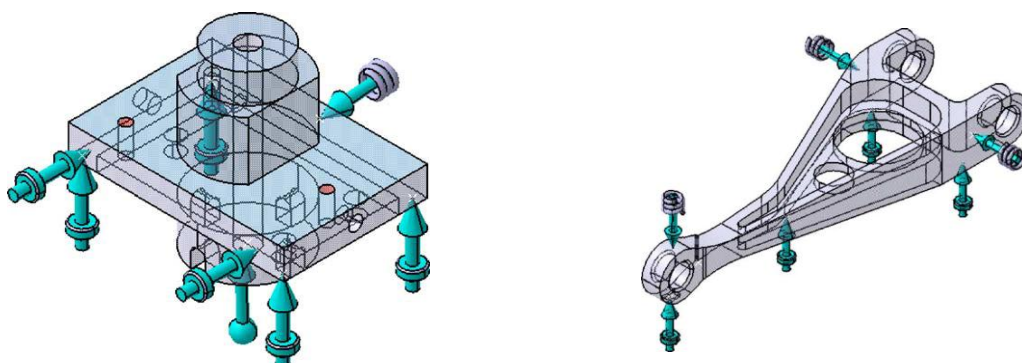
вештину. Ниво потребног знања заједно са механизмима закључивања може се сматрати моделом који симулира најбољег стручњака у тој области [33]. Дакле, експертни систем је специфична апликација у којој се симулира врхунски стручњак (експерт) из домена пројектовања прибора, на највећем могућем нивоу стручности. Основне компоненте сваког експертног система развијеног за потребе аутоматизованог пројектовања прибора су [103, 129]:

- кориснички интерфејс,
- база знања,
- механизам закључивања.

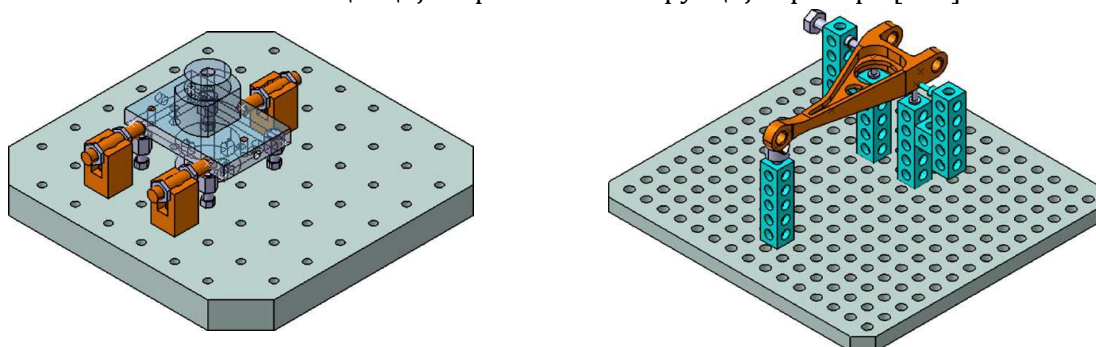
Почеци примене експертских система у пројектовању модуларних стезних прибора везују се за радове [104, 109]. Већи део ових истраживања је теоријски који указује на могуће практичне примене. Они обележавају сам почетак интезивне примене експертских система у пројектовању модуларних стезних прибора. Општи модел базе знања у оквиру експертских система представен је у радовима [167, 179]. Међутим, у овом моделу нису развијена правила која описују узајамне односе и функције елемената. Осим тога, геометрија радног предмета, димензије и толеранције су занемарене. Експертни системи код којих је знање представљено у облику правила често се називају продукциони системи (*rule-based systems*). Правила се могу схватити као елементи знања, односно елементарне количине знања из одређеног домена пројектовања прибора. Један такав приступ усвојен је од стране Nee и осталих [123]. 3D модел радног предмета је коришћен као улаз у поступку пројектовања стезног прибора. Продукциони систем је коришћен за генерисање листе препоручених стезних прибора укучујући елементе за позиционирање и ослањање. У раду [180] продукциони експертни систем је коришћен за индетификацију површина за позиционирање и стезање радних предмета ротационих облика. Wright и Hayes су развили експертни систем за подешавање призматичних делова на троосну глодалицу, а касније и аутоматизовали поступак стезања радног предмета у стезном прибору. На овај начин су одредили и односе између сила стезања и сила резања. Применом експертних система такође је обезбеђено чување постојећих знања на једном месту. Експертни системи користе постојећа правила за конструисање прибора и могу релативно добро да функционишу као почетни модели. Међутим, они су нефлексибилни, не могу да се прилагоде и сами побољшају. Такође, не постоји формализам који омогућава детектовање појаве могућих конфликта у продукционим правилима када се ново правило дода у базу. Стога је експертске системе пожељно користити у производним системима са добро ухотаном производњом и сталним програмом производње. Анализа добијених решења је такође препуштена пројектанту прибора и његовом искуству. Не постоји могућност ревидирања претходних фаза или унапређења добијеног решења, а да се целокупан поступак пројектовања прибора не понови од почетка. Експертни системи не могу у потпуности заменити експерте из подручја пројектовања прибора, нарочито у погледу креативности и коришћења општег знања.

Системи засновани на знању (*KBS системи*) су софтверска решења раније познатих експертних система, који делимично аутоматизују поступак пројектовања специфичних стезних прибора. Системи засновани на знању који се често називају и експертни системи могу извршавати задатке које иначе извршавају стручњаци.

Интеграција система заснованих на знању унапређује учинак процеса доношења одлуке на два начина: (1) повећава квалитет услуге тако што је експертско знање доступно кориснику када стручњаци нису на располагању [181]; (2) помаже стручњаку чинећи његове одлуке конзистентнијим [182]. У центру система заснованих на знању налази се база знања, која функционише као база модела одлука и решења. Први приступ у развоју система заснованих на знању који се примењују за пројектовање стезних прибора предложио је Hunter [183, 184]. Због сложености и широког опсега процеса пројектовања стезног прибора, различите групе истраживача су се бавиле анализом специфичних активности овог процеса, као што су конфигурација стезног прибора, анализа толеранција, стабилности и приступачности. Група истраживања била је усмерена ка анализи стезних елемената који се користе у стезном прибору [183, 185–187]. Мана ових система је што обезбеђују добијање концепцијских решења. Пут од концепције до финалне конструкције прибора је препуштен пројектанту. Додатни проблем у свим досадашњим истраживањима било је јасно и систематично дефинисање свих потребних критеријума за спровођење модификација. Заједничка мана система за аутоматизовано пројектовање прибора јесте добијање концепцијских решења прибора на основу којих би пројектант у каснијој фази бирао одговарајуће елементе и распоређивао их на погодно место. На сликама 3.17 и 3.18. приказани су примери за концепцијска и финална решења конструкције прибора.



Слика 3.17 Концепцијска решења конструкције прибора [184]



Слика 3.18 Финална решења конструкције прибора [184]

Главни недостатак до сада развијених експертских система и других knowledge-based система је недостатак способности да изабере постојеће решење модуларног стезног прибора (уколико је такво доступно у бази), као и да модификују (прилагоде) постојећа решења. Многа истраживања су усмерена ка развоју система за пројектовање

прибора и још увек постоји потреба за развојем поступка који ће пружити помоћ пројектанту на нивоу елемената прибора, где је кључни задатак идентификација адекватне структуре прибора, тј. оптималног броја и распореда елемената по одређеним критеријумима.

4.

ТЕОРИЈСКИ КОНЦЕПТ МОДУЛАРНИХ СТЕЗНИХ ПРИБОРА ПОВЕЋАНОГ НИВОА ФЛЕКСИБИЛНОСТИ И КРУТОСТИ

Контактни елементи модуларног стезног прибора у систему стезни прибор/предмет обраде имају значајан утицај на тачност израде радног предмета. Када је предмет обраде позициониран у стезном прибору на њега делују спољашње силе које доводе до деформације носеће структуре модуларног стезног прибора и до одступања од задатих позиција. Деформације компоненти модуларног стезног прибора, као и њихових међусобних веза значајно утичу на тачност обраде радног предмета и до динамичке стабилности система машина алатка/стезни прибор/предмет обраде. У току процеса обраде силе и моменти резања преносе се са резног алата на предмет обраде, елементе за позиционирање, елементе за стезање, елементе тела прибора и елементе машине алатке. У поменутом ланцу преноса оптерећења, у највећем броју случајева, са аспекта носивости и попустљивости, најосетљивија је управо веза коју карактерише контакт радног предмета са елементима прибора. Од великог броја елемената модуларног стезног прибора захтева се висока вредност крутости, односно мала вредност попустљивости. Модуларни стезни прибори у том смислу представљају веома специфичну конструкцију.

4.1 Модуларни стезни прибори повећаног нивоа крутости

Конструкцију модуларног стезног прибора чини већи број елемената при чему су везе елемената растављивог или не растављивог типа. С обзиром на чињеницу да се тело модуларног стезног прибора састоји из већег броја елемената, крутост носеће структуре модуларног стезног прибора је ослабљена. Када је предмет обраде постављен у модуларни стезни прибор, на њега делују силе обраде и друга спољашња оптерећења, што доводи до деформације носеће структуре модуларног стезног прибора и до одступања предмета обраде од задате позиције. Деформације елемената модуларног стезног прибора, као и њихове везе, доводе до значајних одступања при обради предмета обраде и до динамичке не стабилности укупног система, који могу да постану значајно ограничење при примени модуларних стезних прибора.

У теоријској механици познати су многи изрази који дефинишу крутости одређених елемената. На пример, крутост аксијално оптерећеног штапа, крутост греде, крутост опруге, итд. Крутост модуларних стезних прибора дефинише однос између силе којом је оптерећена одговарајућа структура и померања које је изазвано том силом:

$$k = \frac{F}{x}, \quad N/mm \quad (4.1)$$

где је:

F, N – сила која оптерећује структуру модуларног стезног прибора,
 x, mm – померање изазвано силом F ,
 $k, N/mm$ – крутост модуларног стезног прибора.

Крутост модуларних стезних прибора може бити статичка, уколико се спољашње оптерећење посматра као статичко (нпр. сила стезања), или динамичка уколико на модуларни стезни прибор делује динамичко оптерећење (нпр. сила резања).

4.1.1 Статичка крутост модуларних стезних прибора

Као статичко оптерећење модуларних стезних прибора може се сматрати његова сопствена тежина, односно сопствена тежина елемената конструкције и тежина радног предмета, при стационарном режиму. Већина елемената модуларног стезног прибора оптерећена је савијањем и увијањем, и за сваки случај оптерећења може се посебно поставити дефиниција статичке крутости.

Елементи оптерећени савијањем. Угиб елемента оптерећеног савијањем под дејством неке силе F може се изразити у виду:

$$f = C \cdot \frac{F_s \cdot l^3}{E \cdot I}, \quad mm \quad (4.2)$$

где је:

C – коефицијент зависан од начина подупирања,
 F_s, N – статичко оптерећење,
 L, mm – дужина елемента,
 $E, N/mm^2$ – модул еластичности,
 I, mm^4 – момент инерције пресека елемента.

Момент инерције може се изразити општим изразом $I = K_1 \cdot b \cdot h^3$, где је b ширина и h висина у mm пресека елемента, а K_1 коефицијент зависан од облика пресека.

Ако се према Кругу (*Krug*) уведе однос $n_s = h/l$, као степен збијености конструкције елемента, израз (5.2) може се написати у виду $f = K \cdot \frac{F_s}{b \cdot n_s^3}$, или као:

$$\frac{F_s}{f} = \frac{b \cdot n_s^3}{K} \quad (4.3)$$

Однос силе и одговарајуће деформације према једначини (4.3) представља статичку крутост посматраног елемента. Види се да се статичка крутост мења са кубом степена збијености и линеарно са ширином посматраног елемента одређеног пресека и начином подупирања. Ово значи да збијеност конструкције модуларног стезног прибора у знатној мери повећава статичку крутост.

Елементи оптерећени увијањем. Статичка крутост елемената модуларног стезног прибора оптерећених на увијање дефинише се односом момента увијања M_t и деформације увијања $f_t = \psi \cdot l$, при чему је деформација увијања једнака углу увијања ψ ,

$$f_t = \psi \cdot l = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_o} \quad (4.4)$$

где је:

ψ – угао увијања,

$M_t, N/mm^2$ – момент увијања,

$G, N/mm^2$ – модул клизања,

I_o, mm^4 – поларни момент инерције пресека елемента.

Ако се поларни момент инерције изрази у општем виду $I_o = K_1 \cdot (e^4 - b^4)$, где су e и b спољашња, односно, унутрашња димензија пресека шупљег елемента изложеног увијању, добиће се на основу једначине (4.4) увођењем запремине елемента $V = (e^2 - b^2) \cdot K_2$,

$$\frac{M_t}{f_t} = \frac{G \cdot K_3 \cdot V \cdot (e^2 - b^2)}{l^2} \quad (4.5a)$$

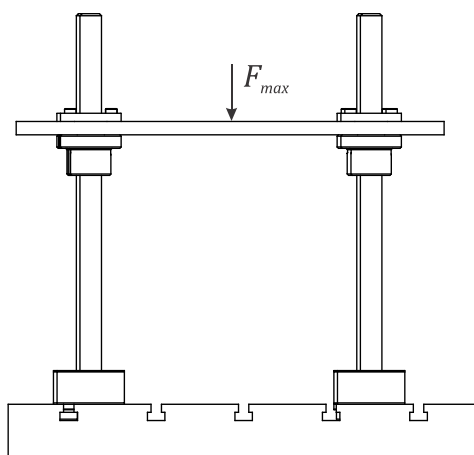
Аналогно случају елемената оптерећених савијањем, може се и за увијене елементе извести појам степена збијености конструкције $n_t = \frac{e}{l}$. Ако се даље уведе веза између спољашње и унутрашње димензије пресека елемента у виду $b = m \cdot e$, добиће се израз за статичку крутост увијених елемената у виду израза:

$$\frac{M_t}{f_t} = \frac{M_t}{\psi} = K_4 \cdot V \cdot n_t \quad (4.5b)$$

Из израза (4.5b) произилази да је статичка крутост при увијању сразмерна квадрату степена збијености и линеарно зависна од запремине елемента. При томе је, као и за случај савијања само у нешто мањој мери, степен збијености утицајан на статичку крутост, што значи да се на повећање статичке крутости може утицати првенствено применом конструктивних елемената велике збијености. Статичка крутост према увијању знатно се смањује уколико је елемент ослабљен неким отвором, тада у циљу ојачања треба предвидети одговарајућа ребраста укућења.

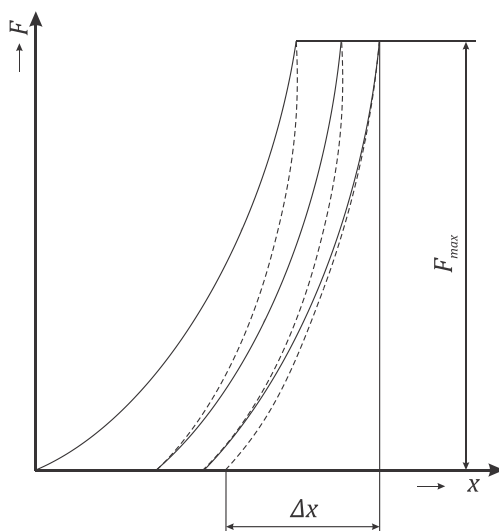
Да би се одредила укупна статичка крутост модуларног стезног прибора, потребно је пре свега уочити оне карактеристичне елементе од чијих крутости зависи крутост целе конструкције модуларног стезног прибора. С обзиром да се докторском дисертацијом предлаже основна конструкција модуларног стезног прибора у виду конструкције рама, најпре се разматрају елементи који чине оквирну конструкцију, а то су крутост основне плоче, k_{op} , крутост стубова, k_s , и крутост горње плоче, k_{gp} , као и

њихових веза. На слици 4.1 дат је пример носеће конструкције модуларног стезног прибора, где је анализирана крутост елемената оквирне конструкције, који су завртњевима причвршћени за основну плочу.



Слика 4.1 Оквирна носећа конструкција модуларног стезног прибора

У циљу одређивања статичке крутости структура се оптерећује до неке силе, F_{max} , (унапред задате) а затим растерећује, при томе се мери померање структуре при различитим вредностима силе. При поновном оптерећивању и растерећивању, јавиће се разлика између нове полазне тачке оптерећења и повратне тачке растерећења. Стога се наизменично оптерећење (пуне линије) и растерећење (испрекидане линије) понавља неколико пута, док се полазна и повратна тачка приближно не поклопе. На овај начин формира се такозвани хистерезис дијаграм који даје зависност између величине оптерећења, F_{max} , и померања, Δx , које је оно изазвало.



Слика 4.2 Дијаграм испитивања статичке крутости

Овакав дијаграм (слика 4.2) може се конструисати за сваки елемент модуларног стезног прибора на који се оптерећење директно преноси.

4.1.2 Динамичка крутост модуларних стезних прибора

Под динамичком крутошћу модуларних стезних прибора подразумева се њихова стабилност према осциловању при дејству периодично променљивих сила. Аналитичко испитивање динамичке стабилности носеће конструкције модуларног стезног прибора пружа могућност квалитативног оцењивања утицајних фактора, а тиме и могућност предвиђања одговарајућих конструктивних решења носеће конструкције модуларног стезног прибора. Међутим, аналитичке методе не могу у потпуности квалитативно да обухвате све утицајне факторе и стога се прибегава и експерименталном испитивању носеће конструкције, при чему је једна од главних зависности, која се експериментално испитује, зависност између фреквенција и амплитуда осциловања.

Пре приказивања експерименталних зависности, разматраће се аналитичка дефиниција динамичке крутости и веза између динамичке и статичке крутости. Аналогно дефиницији статичке крутости у виду односа статичке силе F_s и одговарајуће деформације f : $k_s = F_s / f$, динамичка крутост се може дефинисати односом динамичке силе F_d и њој одговарајуће деформације y_d :

$$k_d = \frac{F_d}{y_d}, \quad N/mm \quad (4.6)$$

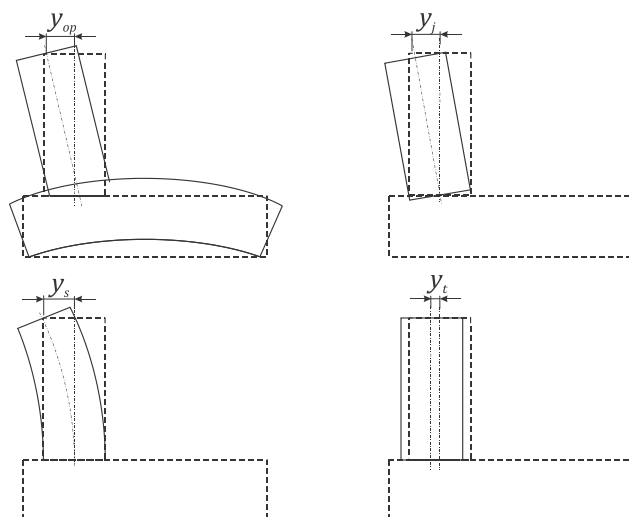
Ако је динамичка сила F_d која делује на носећу конструкцију, изазвала деформацију y_d , онда ће нека статичка сила F_s , чији је интензитет једнак интензитету динамичке силе F_d , која делује на посматрани систем, изазвати неку другу деформацију $f < y_d$. Однос ових деформација обележиће се са Y и тада је:

$$Y = \frac{y_d}{f} \quad (4.7)$$

На овај начин може се наћи веза између динамичке и статичке крутости за $F_s = F_d$ и тада постаје:

$$Y = \frac{k_s}{k_d} \quad (4.8)$$

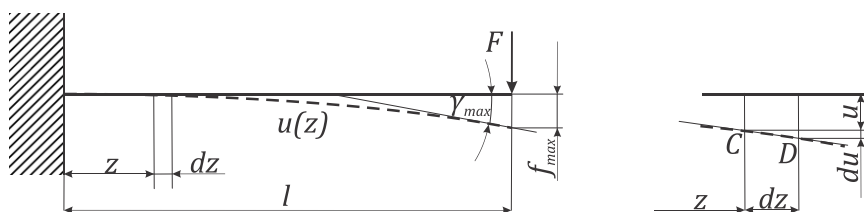
Укупна деформација носеће конструкције модуларног стезног прибора, y_u , може се рашчланити на четири независне деформације елемената модуларног стезног прибора и њихових веза. Те четири независне деформације су: еластична деформација основне плоче модуларног прибора, y_{op} , еластична деформација стуба, y_s , контактна деформација између основне плоче и стуба, y_j , и прелазак у померање, y_t , као што је приказано на слици 4.3.



Слика 4.3 Деформације елемената модуларног стезног прибора и њихових веза

4.1.3 Аналитичка метода одређивања еластичне линије конзоле

Под дејством попречног спољашњег оптерећења конзола се савија, тј. долази до кривљења њене осе. Тежиште произвољног попречног пресека на растојању, z , од левог краја помера се управно на осу конзоле за величину, u . То померање познато је као угиб. Функција $u(z)$ представља једначину еластичне линије савијене осе конзоле (слика 4.4). У блиском попречном пресеку, на бесконачно малом растојању dz , угиб ће бити $u+du$, где је du прираштај угиба. С обзиром на то да је растојање бесконачно мало, можемо сматрати да је линија CD права, тј. да се та линија поклапа са тангентом на еластичну линију у тачки С. Угао φ који та тангента образује са првобитном осом конзоле познат је као нагиб.



Слика 4.4 Еластична линија конзоле

У Отпорности материјала разматрају се само мале деформације, па су угиби и нагиби мале величине. Нагиб се може дефинисати на следећи начин:

$$\varphi = \operatorname{tg} \varphi = \frac{du}{dz} = u' \quad (4.9)$$

тј. као први извод угиба u по апциси z .

У произвољном попречном пресеку на растојању z од левог краја, полупречник кривине је ρ , а његова реципрочна вредност позната је као кривина $K = \frac{1}{\rho}$. Из математике је познат образац за кривину:

$$K = \frac{u''}{\left[1 + (u')^2\right]^{\frac{3}{2}}} \quad (4.10)$$

где је $u'' = \frac{d^2u}{dz^2}$, други извод угиба по апциси z . Како је угиб u' мали, тј. $u' \ll 1$, то се он у обрасцу (4.10) може занемарити у односу на јединицу, па је:

$$K = u'' \quad (4.11)$$

Са друге стране кривина се може одредити и на следећи начин:

$$K = \frac{M}{EI_x} = \frac{M}{B} \quad (4.12)$$

Производ модула еластичности и главног тежишног момента инерције попречног пресека за осу око које се врши савијање, представља крутост савијања:

$$B = EI_x \quad (4.13)$$

На основу обрасца (4.12) долази се до једначине:

$$u'' = -\frac{M}{B} \text{ или } Bu'' = -M \quad (4.14)$$

Знак минус уведен је ради усаглашавања знакова кривине и момента савијања.

Једначина (4.14) представља диференцијалну једначину еластичне линије савијене конзоле. Директном интеграцијом ове једначине добија се:

$$Bu' = -\int Mdz + C_1 \quad (4.15)$$

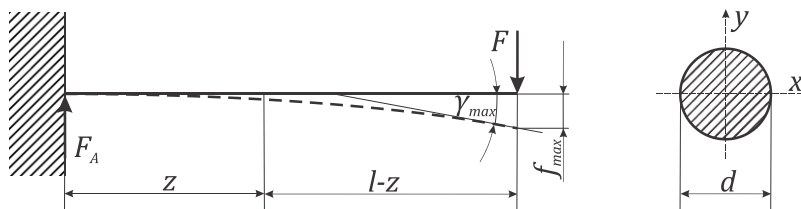
$$Bu = \int \left(-\int Mdz + C_1\right) dz + C_2 \quad (4.16)$$

Једначином (4.15) одређен је нагиб, док једначина (4.16) представља еластичну линију (угиб). Интеграционе константе C_1 и C_2 одређују се из граничних услова за конзолу:

$$\left. \begin{aligned} z = 0, \quad u' = 0; \\ z = 0, \quad u = 0; \end{aligned} \right\} \quad (4.17)$$

При постављању граничних услова треба имати у виду да се координатни почетак налази у укљештењу конзоле.

Теоријски се разматра угиб и нагиб за конкретан случај конзоле оптерећене силом F на слободном крају (слика 4.5).



Слика 4.5 Угиб и нагиб конзоле оптерећене на слободном крају

Када је конзола оптерећена силом F на слободном крају (слика 4.5) тада су отпори укљештења и нападни момент

$$F_A = F, \quad M_A = F \cdot l, \quad M_i^d = -F(l-z) \quad (4.18)$$

одакле следи да је диференцијална једначина еластичне линије:

$$Bu'' = F(l-z) \quad (4.19)$$

Директном интеграцијом ове једначине добија се:

$$Bu' = \frac{F}{2}(2lz - z^2) + C_1 \quad (4.20)$$

$$Bu = \frac{F}{6}(3lz^2 - z^3) + C_1z + C_2 \quad (4.21)$$

Из услова (4.17) добија се да су константе $C_1 = C_2 = 0$, па су интегрални:

$$Bu' = \frac{Fl^2}{2} \left[2 \frac{z}{l} - \left(\frac{z}{l} \right)^2 \right] \quad (4.22)$$

$$Bu = \frac{Fl^3}{6} \left[3 \left(\frac{z}{l} \right)^2 - \left(\frac{z}{l} \right)^3 \right] \quad (4.23)$$

Из једначине (4.22) следи да је нагиб слободног краја конзоле једнак:

$$\gamma_{\max} = \frac{Fl^2}{2B} \quad (4.24)$$

Из једначине (4.23) следи да је угиб слободног краја конзоле једнак:

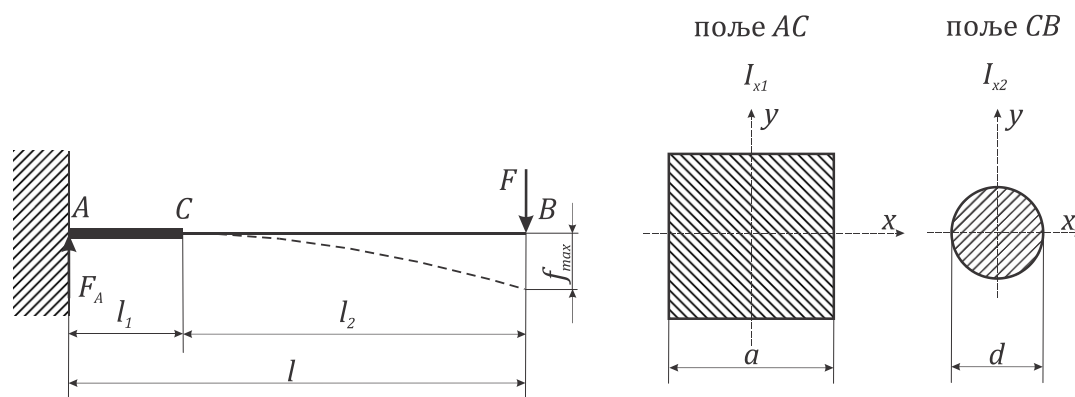
$$f_{\max} = \frac{Fl^3}{3B} \quad (4.25)$$

4.1.4 Аналитичка метода одређивања еластичне линије конзоле променљивог попречног пресека

Код конзоле променљивог попречног пресека неопходно је знати како се мења момент инерције са апцисом, тј. функција $I_x = f(z)$, па је диференцијална једначина еластичне линије

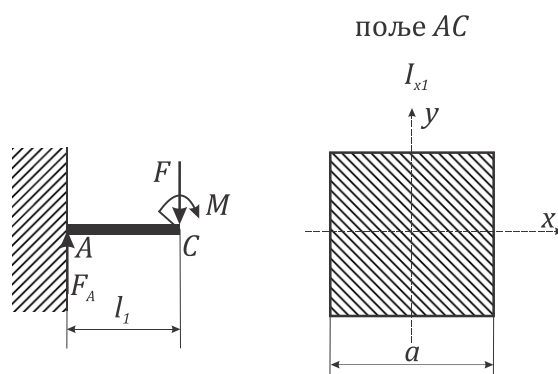
$$u'' = \frac{M}{EI_x} = f_1(z). \quad (4.26)$$

Двоструким интегралњем једначине 4.26 добија се еластична линија. Код конзоле променљивог попречног пресека приказане на слици 4.6 при прорачуну угиба узимају се у обзир моменти инерције појачаног дела I_{x1} и момент инерције конзоле кружног попречног пресека I_{x2} . Прорачун угиба се врши преко два поља (поље АС и поље СВ).



Слика 4.6 Угиб конзоле променљивог попречног пресека

Поље АС је поље појачано елементом за укрућење квадратног попречног пресека. У том случају угиб се прорачунава до тачке С за интервал од $0 < z < l_1$ (слика 4.7).



Слика 4.7 Угиб поља АС

Сила F на слободном крају конзоле се редукује у виду нападног момента M на крају појачаног дела конзоле, тј. на тачку С. Па је у том случају редуковани момент једнак:

$$M = F \cdot (l - l_1) \quad (4.27)$$

Момент инерције појачаног дела конзоле је:

$$I_{x1} = \frac{a^4}{12} \quad (4.28)$$

Укупан угиб појачаног дела конзоле једнак угибу који је проузрокован дејством силе и нападног момента:

$$u_{AC} = u_F + u_M \quad (4.29)$$

Угиб слободног краја конзоле u_F дефинисан је једначином 4.23, док је угиб под дејством нападног момента једнак:

$$u_M = \frac{Ml_1^2}{2B} \cdot \left(\frac{z}{l_1}\right)^2 \quad (4.30)$$

Па је укупан угиб појачаног дела конзоле:

$$u_{AC} = \frac{Fl_1^2}{B6} \left[\left(\frac{z}{l_1}\right)^2 - (3l - z) \right] \quad (4.31)$$

При даљем прорачуну угиба у тачки В (слика 4.6), неопходно је узети у обзир и нагиб који се остварује при савијању појачаног дела конзоле услед дејства силе и нападног момента. Па је укупан нагиб у тачки С:

$$\gamma_C = \frac{Fl_1^2}{2B} + \frac{F \cdot (l - l_1) \cdot l_1}{B} \quad (4.32)$$

Даљим сређивањем израза 4.32 добија се да је нагиб у тачки С:

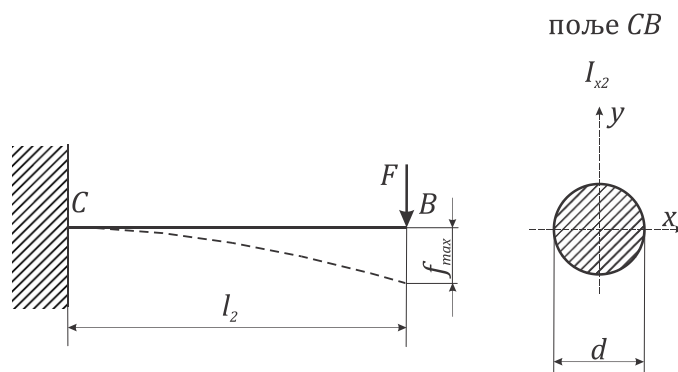
$$\gamma_C = \frac{Fl_1}{2B} (2l - l_1) \quad (4.33)$$

На основу добијеног нагиба γ_C добија се угиб у тачки С који је једнак:

$$u_C = \sin \gamma_C \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot z_1 \quad (4.34)$$

Угиб од тачке С, тј. у пољу СВ одређује се за интервал $0 < z_1 < l - l_1$. Према слици 4.8 угиб за поље СВ може се изразити у следећем облику:

$$u_{CB} = \frac{Fl_2^3}{6B} \cdot \left[\left(\frac{z_1}{l_2} \right)^2 \cdot \left(3 - \frac{z_1}{l_2} \right) \right] \quad (4.35)$$



Слика 4.8 Угиб поља CB

Момент инерције за конзолу приказану на слици 4.8 кружног попречног пресека је:

$$I_{x2} = \frac{d^4 \pi}{64} \quad (4.36)$$

На основу добијених угиба u_{AC} , u_C и u_{CB} укупан угиб, односно еластична линија конзоле променљивог попречног пресека приказане на слици 4.6 би био:

$$u = \frac{Fl_1}{2B} (2l - l_1) + \sin \gamma_C \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \cdot z_1 + \frac{Fl_2^3}{6B} \cdot \left[\left(\frac{z_1}{l_2} \right)^2 \cdot \left(3 - \frac{z_1}{l_2} \right) \right] \quad (4.37)$$

Прорачунате вредности угиба, на основу једначине 4.37 приказане су у табели 4.1.

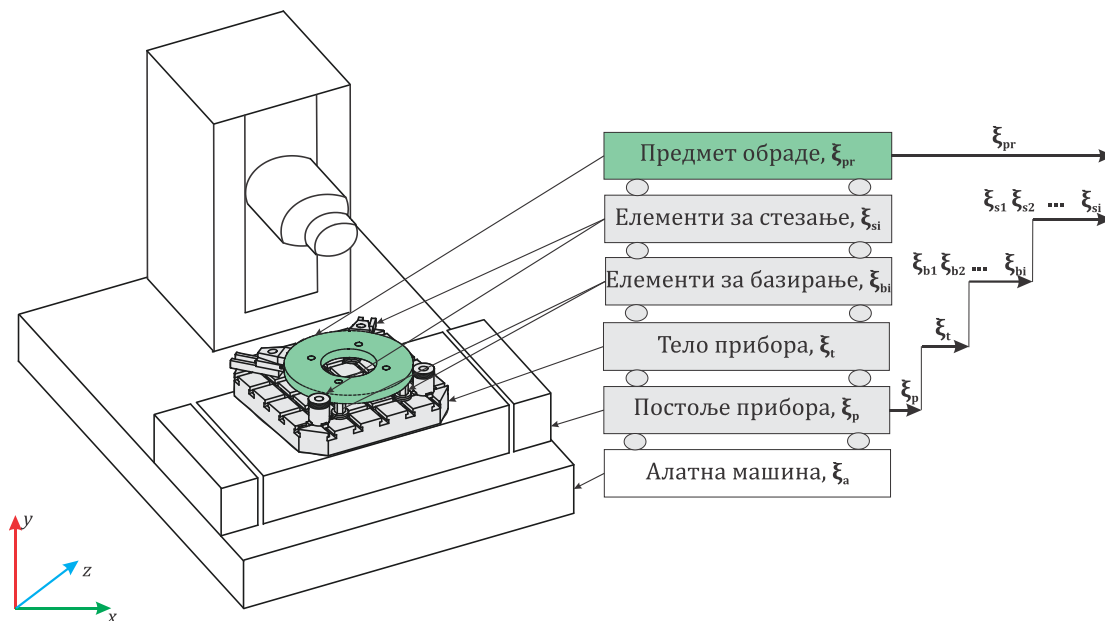
Табела 4.1 Теоријске вредности угиба вођице без ојачања и са ојачањима

Врста попречног пресека	F _n , N	Дужина вођице, <i>mm</i>									
		10	20	30	40	50	60	70	80	90	
Кружни попречни пресек	44,99	0,0012	0,0046	0,0101	0,0175	0,0264	0,0367	0,0483	0,0608	0,0742	
	56,76	0,0015	0,0059	0,0128	0,0220	0,0333	0,0464	0,0609	0,0768	0,0936	
	68,54	0,0018	0,0071	0,0154	0,0266	0,0402	0,0560	0,0736	0,0927	0,1130	
	80,31	0,0021	0,0083	0,0181	0,0312	0,0471	0,0656	0,0862	0,1086	0,1324	
	92,08	0,0024	0,0095	0,0207	0,0357	0,0540	0,0752	0,0989	0,1245	0,1518	
	103,85	0,0028	0,0107	0,0234	0,0403	0,0609	0,0848	0,1115	0,1404	0,1712	
Квадратни попречни пресек <i>1/5l</i>	44,99	0,0000	0,0001	0,0004	0,0023	0,0058	0,0108	0,0169	0,0240	0,0319	
	56,76	0,0000	0,0001	0,0005	0,0029	0,0073	0,0136	0,0213	0,0303	0,0403	
	68,54	0,0000	0,0001	0,0006	0,0035	0,0088	0,0163	0,0256	0,0365	0,0485	
	80,31	0,0000	0,0001	0,0003	0,0006	0,0009	0,0012	0,0014	0,0016	0,0019	
	92,08	0,0000	0,0001	0,0004	0,0007	0,0010	0,0013	0,0016	0,0019	0,0022	
	103,85	0,0000	0,0002	0,0009	0,0053	0,0134	0,0247	0,0389	0,0553	0,0735	
Квадратни попречни пресек <i>2/5l</i>	44,99	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0012	0,0032	0,0062	0,0100	
	56,76	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003	0,0005	0,0015	0,0041	0,0079	0,0126	
	68,54	0,0000	0,0001	0,0002	0,0004	0,0006	0,0018	0,0049	0,0095	0,0153	
	80,31	0,0000	0,0001	0,0003	0,0005	0,0007	0,0022	0,0058	0,0111	0,0179	
	92,08	0,0000	0,0001	0,0003	0,0005	0,0008	0,0025	0,0066	0,0128	0,0205	
	103,85	0,0000	0,0002	0,0004	0,0006	0,0009	0,0028	0,0075	0,0144	0,0231	
Квадратни попречни пресек <i>3/5l</i>	44,99	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0006	0,0007	0,0010	0,0021	
	56,76	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003	0,0005	0,0007	0,0009	0,0013	0,0026	
	68,54	0,0000	0,0001	0,0002	0,0004	0,0006	0,0008	0,0011	0,0016	0,0032	
	80,31	0,0000	0,0001	0,0003	0,0005	0,0007	0,0010	0,0013	0,0018	0,0037	
	92,08	0,0000	0,0001	0,0003	0,0005	0,0008	0,0011	0,0015	0,0021	0,0043	
	103,85	0,0000	0,0002	0,0004	0,0006	0,0009	0,0013	0,0017	0,0024	0,0046	
Квадратни попречни пресек <i>4/5l</i>	44,99	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003	0,0004	0,0006	0,0007	0,0009	0,0011	
	56,76	0,0000	0,0001	0,0002	0,0003	0,0005	0,0007	0,0009	0,0012	0,0014	
	68,54	0,0000	0,0001	0,0002	0,0004	0,0006	0,0008	0,0011	0,0014	0,0017	
	80,31	0,0000	0,0001	0,0003	0,0005	0,0007	0,0010	0,0013	0,0017	0,0020	
	92,08	0,0000	0,0001	0,0003	0,0005	0,0008	0,0011	0,0015	0,0019	0,0023	
	103,85	0,0000	0,0002	0,0004	0,0006	0,0009	0,0013	0,0017	0,0021	0,0026	

4.1.5 Аналитичка метода одређивања попустљивости елемената модуларног стезног прибора

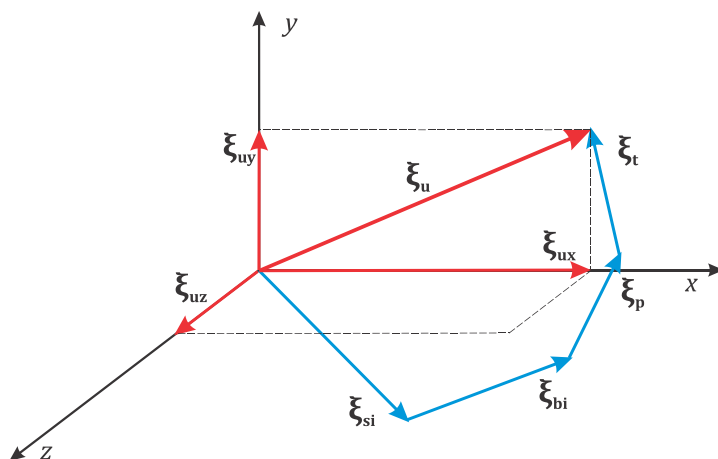
Свака веза елемената има одговарајућу попустљивост, при чему ниво попустљивости зависи од великог броја фактора везаних за спољашње оптерећење (силе и моменте резања) и карактеристике елемената. Свако померање између елемената у контакту у модуларном стезном прибору има утицај на укупно померање радног предмета и грешку која настаје у процесу израде. Из тих разлога, важно је да се

првенствено минимизују највећа померања, тј. померања настала у "најосетљивијим" контактима елемената. Попустљивост предмета обраде зависи од попустљивости: постоља прибора, ξ_p , тела прибора, ξ_t , елемената за базирање, ξ_{bi} , и елемената за стезање, ξ_{si} . Ако посматрамо померање предмета обраде само у правцу осе x , како је приказано на слици 4.9, вектор померања, ξ_{pr} , представља збир свих вектора померања система у правцу осе x . Са слике 4.9 се види да су елементи за базирање и стезање у директном контакту са предметом обраде па ће они највише утицати на стабилност обраде.



Слика 4.9 Попустљивост елемената модуларног стезног прибора

При динамичким условима резања долази до промене вредности силе којом алат делује на предмет обраде. Код вишеосних обрадних центара где се врши обрада по више површина предмета обраде у различитим равнинама, силе које теже да помере предмет обраде не делују само у једном правцу и смеру, како је то приказано на слици 4.9, већ су распоређене у различитим равнинама и дефинисане различитим правцима и смеровима. Збир свих сила које делују на предмет обраде и теже да га помере из равнотежног положаја, узроковаће одређено померање. Вектор померања предмета обраде биће једнак збиру свих вектора померања по x , y и z осе. Највеће померање које се теоријски може догодити при обради радног предмета је укупно померање модуларног стезног прибора ξ_u . Попустљивост која може бити последица елемената за базирање ξ_b , мања је од ξ_u . То се уочава и са слике 4.9, где се види да је предмет обраде у директном контакту са елементима за стезање и базирање па ће они имати највећи утицај на крутост тј. попустљивост предмета обраде. На померање радног предмета најмањи утицај ће имати попустљивост тела ξ_t и постоља ξ_p прибора респективно, што је приказано на слици 4.10.



Слика 4.10 Реално померање предмета обраде

Попустљивост према дефиницији представља реципрочни однос крутости одређен изразом:

$$\xi = \frac{1}{k} = \frac{x}{F} \quad (4.38)$$

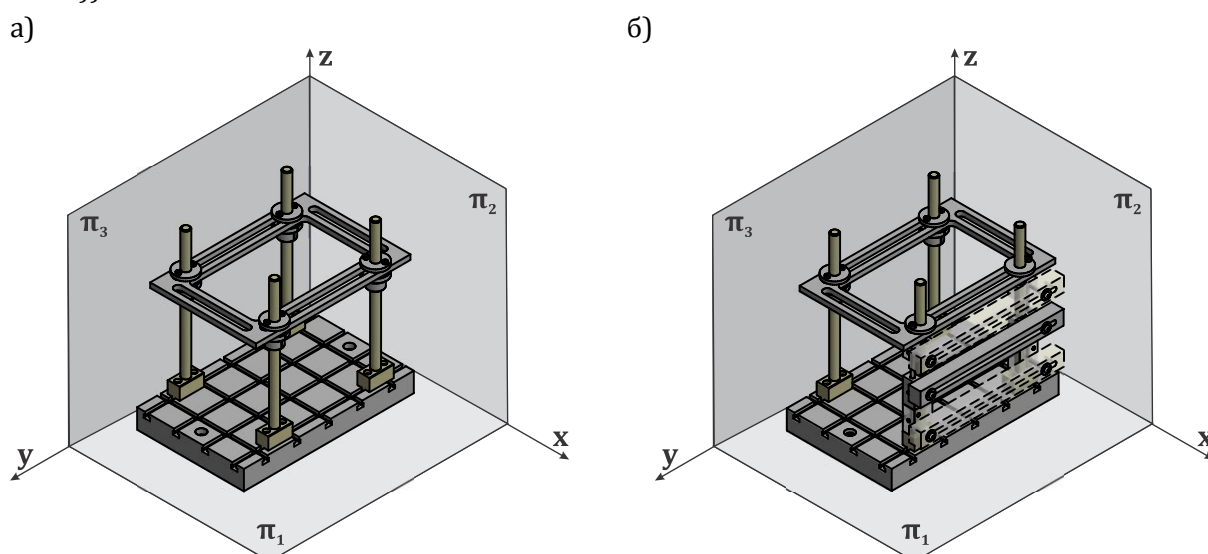
Померање x настало као последица попустљивости ξ_u контаката између радног предмета и елемената за стезање и елемената за позиционирање у директној је вези са грешкама израде радног предмета. Сваки напон неминовно изазива деформацију а ниво те деформације је у функцији нивоа напона. Збир тих локалних деформација управо представља попустљивост веза и директно утиче на грешку израде радног предмета.

5.2 Модуларни стезни прибори повећаног нивоа флексибилности

У области инжењерства, флексибилност се може дефинисати као способност система да одговори потенцијалним унутрашњим или спољашњим променама које утичу на његову вредност, у оквиру времена и на економичан начин. Стога, флексибилност у инжењерском смислу представља лакоћу којом систем може одговорити на промене тако да задржи и одржи своје перформансе. Промене су кључни елемент у дефинисању флексибилности. Промене могу условити и ризике и повољности у датом систему, па уз појаву промена, флексибилност система постаје веома битна карактеристика [188]. У литератури се флексибилност дефинише као способност система да ефективно одговори великом броју спољашњих и унутрашњих промена без погоршања перформанси система као што су цена, квалитет, припремно време, време испоруке и друге карактеристике [189]. Неки аутори сматрају да флексибилност може бити изражена са четири параметра: ефикасност, поузданост, променљивост и робусност [190–194].

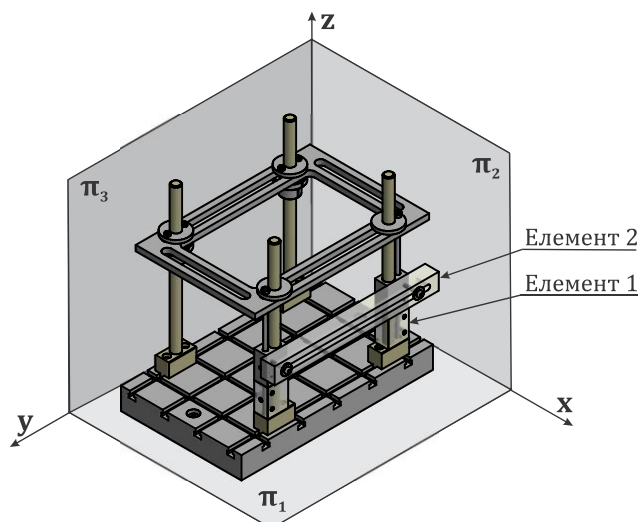
Појам флексибилности код модуларних стезних прибора је остварен на идеји да се на истој базној основи, употребом стандардизованих елемената оствари практично неограничен број комбинација ослањања и стезања елемената [104]. Елементи модуларног стезног прибора састављени у једну стезну јединицу, могу се након серије произведених делова демонтирати, а затим поново користити за друге делове. На

пример, модуларни стезни прибор приказан на слици 4.11 обезбеђује флексибилну методу одржавања различитих облика предмета обраде са различитим геометријским облицима [195]. Приказани систем модуларног стезног прибора омогућава комбинацију различитих стезних елемената како би се постигла одговарајућа конфигурација стезања предмета обраде. Наиме, овакав вид модуларних стезних прибора је најшире примењен у индустрији због његове способности да смањи време и трошкове производње. Основна идеја флексибилности модуларних стезних прибора приказаних у докторској дисертацији заснована је на обезбеђивању што веће површине за прилаз резног алата током обраде и могућности формирања знатно већег броја тачака стезања и позиционирања, уколико се узме у обзир рад на вишеосним машинама. За теоријски приказ флексибилности модуларних стезних прибора у виду рамне конструкције, полази се од претпоставке да су све површине модуларног стезног прибора слободне (слика 4.11a)).



4.11 Теоријске претпоставке флексибилности модуларног стезног прибора

У том идеалном случају остварен је неограничен број прилаза алата и могућности стезања предмета обраде. Свако додавање елемената за стезање и позиционирање смањује слободне површине, а самим тим и могућност прилаза алата (слика 4.11б)). Уколико се у случају слике 4.11б) узме у разматрање број могућих тачака стезања и позиционирања предмета обраде у модуларном стезном прибору, очигледно је да су могућности велике. Наиме, додавањем неопходног броја укрућивача (елемент 1, слика 4.12) и њиховим позиционирањем и везивањем за стуб модуларног стезног прибора остварује се велики број променљивих тачака позиционирања носача стезача (елемент 2). У зависности од потребе, могу се монтирати највише пет укрућивача на дужину стуба приказану на слици 4.12. Употребом једном или више укрућивача, као и променом њиховог места позиционирања, практично се остварује вишеструка флексибилност овог типа модуларних стезних прибора.



Слика 4.12 Шематски приказ флексибилности модуларних стезних прибора

При дефинисању математичког модела флексибилности модуларних стезних прибора коришћен је статистички *Mann Whitney* тест за процену параметара. *Mann Whitney* тест је непараметарски тест који користи нула хипотезу за проверу два узорка да ли имају исту популацију (исту медијану) или један узорак тежи да буде већи од другог посматраног.

Претпоставка да имамо два параметра $n_x (x_1, x_2 \dots x_n)$ у једној групи (из једне популације) и два параметра $n_y (y_1, y_2 \dots y_n)$ у другој групи (из друге популације). *Mann Whitney*-ев тест је заснован на поређењу сваког запажања x_i из првог узорка и сваког запажања y_j из другог узорка. Укупан број поређења може бити $n_x n_y$. Уколико узорци имају исту медијану, онда је свако x_i има једнаку вероватноћу да буде веће или мање од сваког y_j . На основу претходно реченог постављена је нула хипотеза и алтернативна хипотеза:

$$H_0 : P(x_i > y_j) = \frac{1}{2} \quad (4.39)$$

$$H_1 : P(x_i > y_j) \neq \frac{1}{2} \quad (4.40)$$

У циљу примене *Mann Whitney*-ог теста, параметри 1 и 2 морају се прво комбиновати у скупу $N = n_1 + n_2$ елемената, који су потом ранжирани од најнижег до највишег. Рангирања се затим поново сортирају према два одвојена узорка. Анализа *Mann Whitney*-ог теста се врши према изразу:

$$U = n_1 n_2 + \frac{n_2 (n_2 + 1)}{2} - \sum_{i=n_1+1}^{n_2} R_i \quad (4.41)$$

где је:

U – Mann Whitney U тест,

n_1 – параметар 1,

n_2 – параметар 2,

R_i – сума разматраних параметара.

Разматрани су следећи параметри:

- процена слободне површине,
- број могућих тачака стезања у једној равни и
- број могућих тачака позиционирања у једној равни.

Процена параметара вршена је у поређењу са постојећим групним приборима. Вршено је поређење нивоа флексибилности наведених параметара код три предмета обраде различитих облика и димензија.

5.

ПРЕДЛОГ ОСНОВНЕ КОНФИГУРАЦИЈЕ СИСТЕМА МОДУЛАРНИХ СТЕЗНИХ ПРИБОРА

Концепт модуларних стезних прибора предложених у оквиру докторске дисертације, као и њихови елементи систематски су приказани у овом поглављу. Основни елементи модуларних стезних прибора рамног типа могу се поделити у четири категорије:

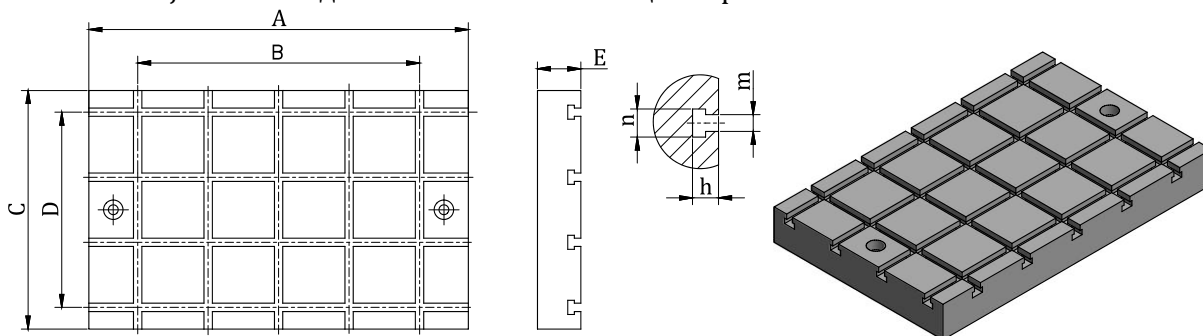
- основна плоча,
- стубови,
- монтажна плоча,
- носачи стубова.

Поред основних елемената чијим формирањем и једну целину се остварује носећа структура рама модуларног стезног прибора, постоје и други елементи као што су:

- елементи за позиционирање,
- елементи за стезање,
- елементи за ослањање и
- остали елементи.

5.1 Основна плоча са Т-жљебовима

Основна плоча је основни елемент модуларних стезних прибора. Као што је приказано на слици 5.1 основна плоча је направљена од равне плоче правоугаоног облика у виду Т-жљебова управних или паралелних једни у односу на друге. Т-жљебови су израђени у веома уским толеранцијама. Главна предност система основне плоче са Т-жљебовима је њихова адаптивност и лако позиционирање осталих елемената.



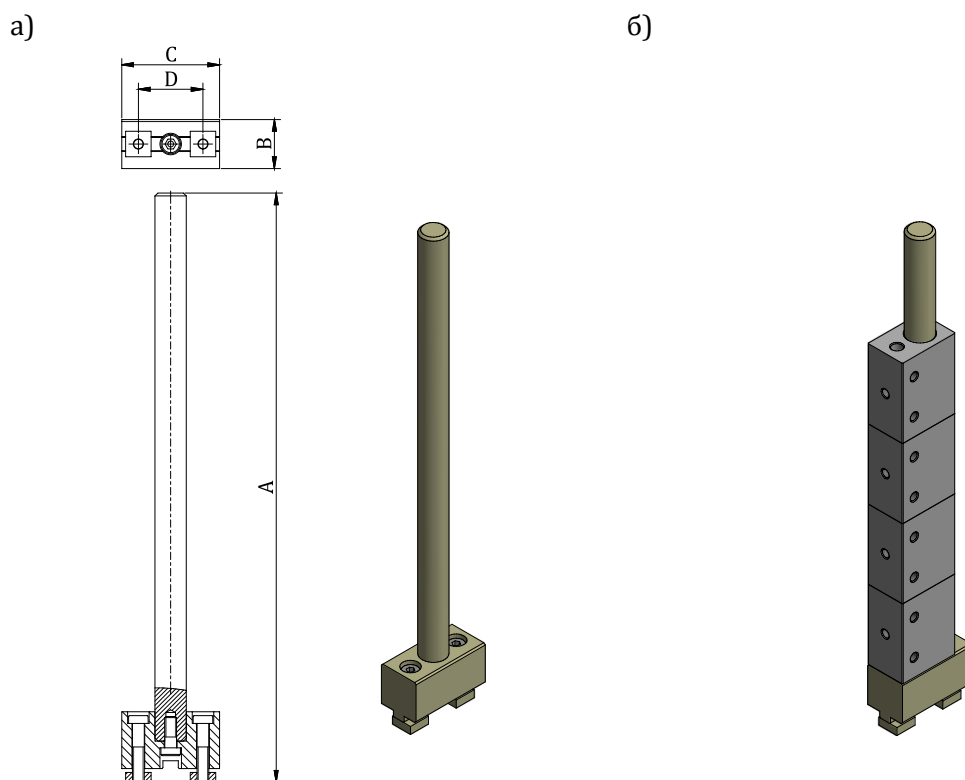
Слика 5.1 Основна плоча са Т-жљебовима

Неограничен број елемената за стезање може бити спојен преко клина за основну плочу. Такође, Т-жљебови обезбеђују знатно већу крутост приликом позиционирања и стезања предмета обраде у односу на базне плоче израђене у виду отвора.

5.2 Стубови

У основи овог типа модуларних стезних прибора треба укључити све елементе који доприносе значајном повећању крутости система. Применом стубова (слика 5.2а)) и њиховим везивањем за основну плочу остварује се конструкција модуларног стезног прибора у виду рама. Везивање стубова за основну плочу се остварује помоћу завртњева и носача стубова. Позиционирање стубова се врши једноставним клизањем стуба по Т-жљебу основне плоче до жељене позиције, након чега се врши његово фиксирање. Стубови се израђују у различитим димензијама у зависности од тражених захтева.

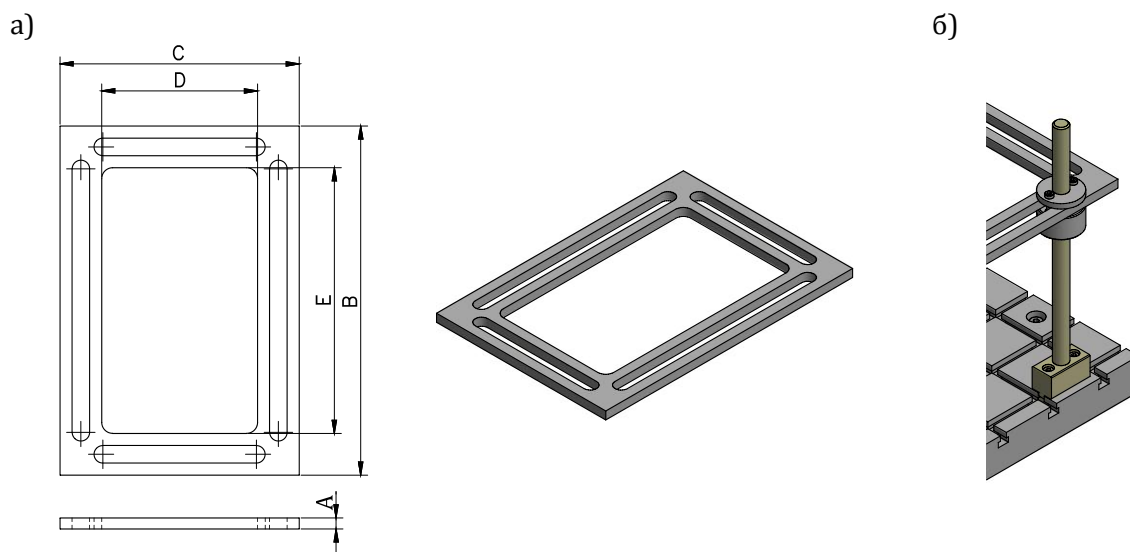
Поред првобитне намене да се повећа крутост модуларних стезних прибора, формирањем конструкције у виду рама, стубови имају и вишенаменску функцију. Наиме, додавањем елемената за укрућивање (слика 5.2б)) и њиховим везивањем за стуб добија се већа крутост стубова и могућност везивања других елемената за стезање и позиционирање предмета обраде, или пак за укрућење прибора.



Слика 5.2 Вођица а) са носачем и б) са елементима за укрућивање

5.3 Монтажна плоча

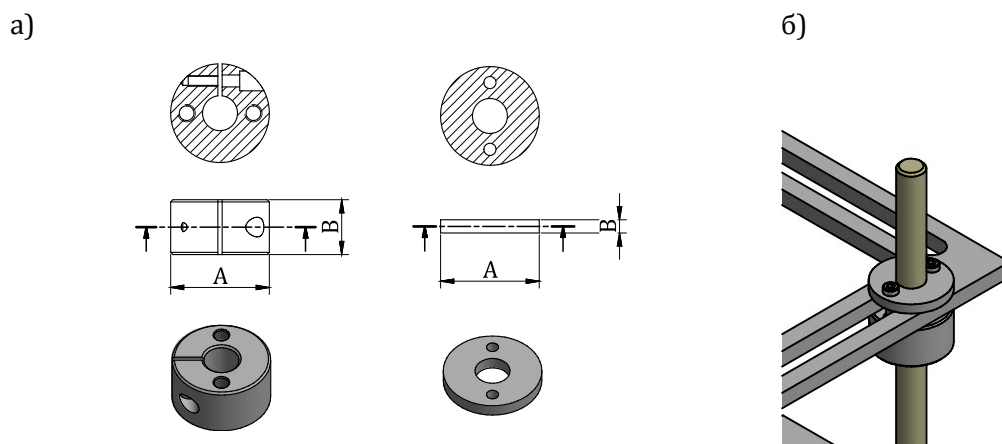
Монтажна плоча је сличног облика и димензија као и основна плоча. На монтажној плочи (слика 5.3) израђени су отвори, који служе за фиксирање стубова и формирање носеће структуре модуларног стезног прибора. Постављањем монтажне плоче на стубове и њеним фиксирањем помоћу носача стубова на жељеној висини стуба, добија се конструкција рама. Поред тога, монтажна плоча обезбеђује стезање и позиционирање предмета обраде одозго. Додавањем других елемената за стезање и позиционирање и њиховим постављањем и стезањем помоћу отвора израђених на монтажној плочи могуће је остварити стезање предмета обраде.



Слика 5.3 Монтажна плоча

5.4 Носач вођица

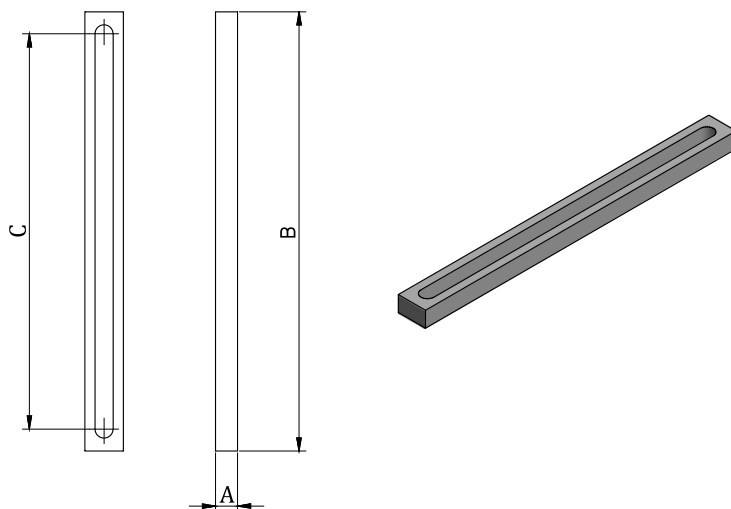
Причвршћивање вођица за монтажну плочу остварује се преко носача вођица (слика 5.4). Помоћу завртњева се врши стезање горњег елемента носача за доњи део носача, а тиме се обезбеђује и фиксирање монтажне плоче на одређену висину вођица.



Слика 5.4 Носач вођица

5.5 Носач стезача

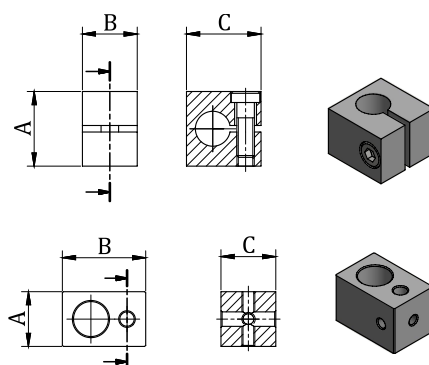
Носач стезача облика и димензија приказаних на слици 5.5 се причвршћује завртњевима за носећу структуру модуларног стезног прибора. У зависности од потребног дејства сила стезања могуће је носач стезача причврстити у хоризонталној или вертикалној равни модуларног стезног прибора. Преко отвора израђеног у носачу стезача могу се монтирати различити типови елемената за стезање предмета обраде.



Слика 5.5 Носач стезача

5.6 Елементи за повећање крутости

Додавањем елемената приказаних на слици 5.6 на вођице и њиховим причвршћавањем завртњевима повећава се крутост стубова. Укрупњивачи се израђују правоугаоног облика са урезаним навојем ради причвршћивања за вођице. Са додавањем укрупњивача мења се попречни пресек вођица из кружног у правоугаони што у значајној мери доприноси повећању крутости. Из теоријских разматрања (поглавље 4) јасно је да на деформацију тј. еластичну линију вођица, поред дејства силе, утиче и момент инерције. У зависности од потребе укрупњивачи се могу монтирати на једну или на више вођица.

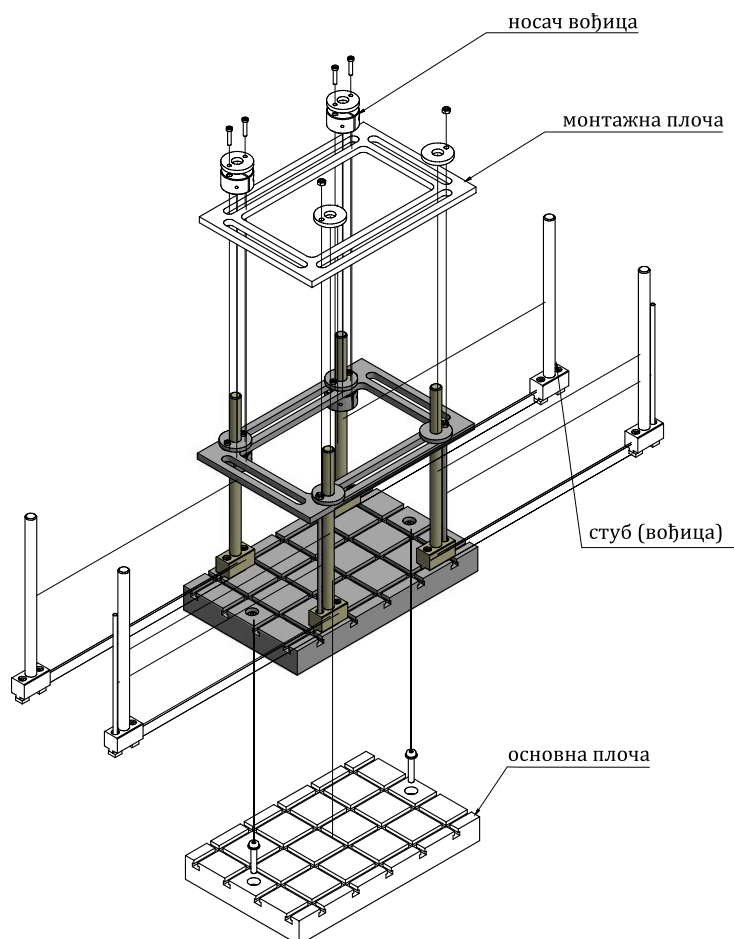


5.6 Елементи за повећање крутости

Такође, укрућивачи се могу монтирати на укупну дужину вођице, чиме се остварује константан попречни пресек вођице и константан момент инерције, у супротном, уколико се укрућивачи монтирају делимично добија се вођица променљивог попречног пресека са променљивим моментом инерције. Детељнији утицај укрућивача на еластичну линију, а самим тим и на крутост вођица, описан је у експерименталним истраживањима.

5.7 Основна конфигурација модуларног стезног прибора

Основна конфигурација модуларног стезног прибора рамног типа приказана је на слици 5.7. Рам модуларног стезног прибора се формира са спољашњих страна основне плоче чиме се омогућава једноставно повезивање са осталим елементима који се користе за стезање радног предмета унутар модуларног стезног прибора. Претходно описани основни елементи се монтирају на основну плочу која се помоћу завртњева фиксира за сто радне машине. Носећа структура овог типа модуларних стезних прибора се састоји од основне плоче, стубова (вођица), монтажне плоче и носача вођица.



Слика 5.7 Основна конфигурација модуларног стезног прибора

Избор модуларних елемената за стезање зависи од неколико главних фактора:

- геометрије радног предмета,
- позиције радног предмета унутар модуларног стезног прибора,
- површина за ослањање,
- површина за позиционирање,
- површина за стезање,
- типа елемената за ослањање,
- типа позиционера,
- типа стезача,
- силе стезања.

Након дефинисања габаритних димензија радног предмета, а у односу на основну плочу, приступа се пројектовању модуларног стезног прибора. Стубови могу клизити дуж жљеба по основној плочи и стезни елементи се могу фиксирати било где дуж жљеба. У зависности од потребе може се монтирати више стубова. Ради повећања крутости носеће структуре модуларних стезних прибора, уколико је потребно, на стубове се постављају укрућивачи. Након фиксирања стубова врши се монтирање и фиксирање монтажне плоче помоћу носача стубова на одређену висину.

6.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА

Према природи научних истраживања, која важе практично у свим наукама, постоје теоријска истраживања и експериментална истраживања. Чисто теоријска истраживања су ређе заступљена, обично се изводе експериментална истраживања која траже и теоријске потпоре. Експериментална истраживања крутости модуларног стезног прибора спроведена у оквиру докторске дисертације, базирана су на испитивању еластичних линија вођица под дејством различитих величина оптерећења. Аутор дисертације сматра да експериментална истраживања спроведена на елементима који чине носећу структуру модуларног стезног прибора су довољан показатељ утицаја различитих величина оптерећења на понашање система модуларни стезни прибор/предмет обраде. При експерименталним истраживањима настојано је да се контролишу сви параметри осим експерименталних независних. Зависни параметри током извођења експерименталних истраживања су:

- материјал вођица,
- дејство оптерећења,
- поузданост и тачност мерног уређаја.

Независни параметри, проузроковани дејством зависних параметара, би у овом случају биле еластичне линије вођица, тј. крутост вођица. Приликом извођења експерименталних истраживања коришћен је наменски пројектован уређај који функционише на механичком принципу, док је за проверу и читавање добијених независних параметара коришћена координатна мерна машина DEA Global Performance уз коришћење мерног софтвера PCDMIS.

6.1 Механички мерни уређај

Механички уређај коришћен у сврхе експерименталних истраживања приказан је на слици 6.1. Састоји се од баждарених тегова и полужних механизма преко којих се оптерећење преноси до радног предмета, у овом случају до вођица модуларног стезног прибора. Полуга која пролази кроз тежиште маса улежиштена је радијално-аксијалним лежајем. Овај лежај омогућава обртање полуге. Мерни уређај обезбеђује различите вредности оптерећења додавањем баждарених тегова различитих маса. Масе тегова којима је предвиђено да се спроведу нормална оптерећења контактних парова износиле су: 0, 2, 4, 6, 8 и 10 kg. Оптерећење се преко полуге даље преноси на куглицу, а самим тим и на, претходно причвршћену стегом, испитивану вођицу. Узимајући у обзир геометрију

полужног механизма, положај тегова у односу на тачку ослањања полуге и места деловања нормалног оптерећења F_n у односу на тачку ослањања полуге израчунате су вредности нормалног оптерећења F_n (Табела 6.1). Потребно је напоменути да за вредност масе тегова од 0 kg нормално оптерећење F_n је резултат дејства масе полужног механизма. При прорачуну нормалног оптерећења F_n за вредности масе тегова од 2 до 10 kg узета је у обзир и маса полуге на коју се монтирају тегови.

Слика 6.1 Механички мерни уређај

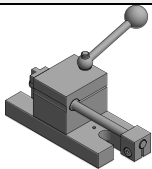
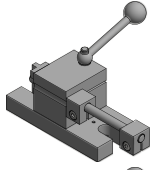
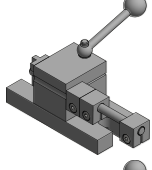
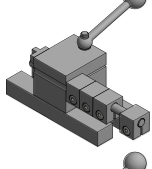
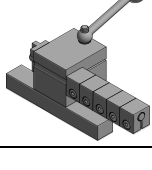
Табела 6.1 Нормално оптерећење F_n

Редни број	Маса тегова m, kg	Нормално оптерећење F_n, N
полуга	6.3	44.99
тег 1	2	56.76
тег 2	4	68.54
тег 3	6	80.31
тег 4	8	92.08
тег 5	10	103.85

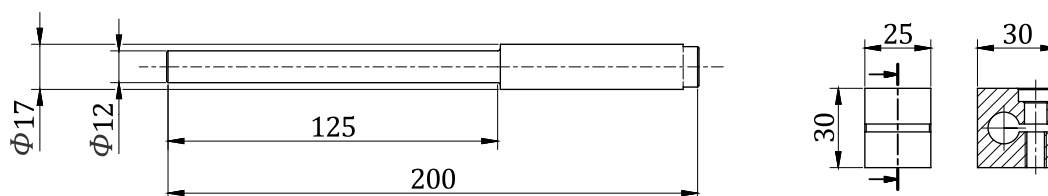
Извршено је укупно 5 експерименталних тестова. При извођењу експерименталних тестова вршена је промена попречног пресека вођице модулалрног стезног прибора, додавањем елемената за укрућивање, претходно описаних у поглављу 6. Редослед извођења експерименталних тестова приказан је у табели 6.2. Сваки од изведених експерименталних тестова подразумевао је поновно оптерећење вођице са вредностима нормалног оптерећења F_n , датог у табели 6.1. Потребно је напоменути да је при извођењу експерименталних тестова, ради лакшег ослањања куглице на вођицу,

постављен елемент за укрућивање на крају вођице, што је сматрано почетним положајем и није узето у обзир при мерењима добијених резултата.

Табела 6.2 План и програм извођења експеримената

Група експеримента	Елементи за укрућење	F_n, N
1.		44.99, 56.76, 68.54, 80.31, 92.08, 103.85
2.		44.99, 56.76, 68.54, 80.31, 92.08, 103.85
3.		44.99, 56.76, 68.54, 80.31, 92.08, 103.85
4.		44.99, 56.76, 68.54, 80.31, 92.08, 103.85
5.		44.99, 56.76, 68.54, 80.31, 92.08, 103.85

Вођица модуларног стезног прибора, као и елементи за укрућење, коришћени при експерименталним тестовима израђени су од нелегираног челика EN C45 (SRPS Ć 1530). За потребе експерименталних тестова, а у односу на геометрију вођице приказану у поглављу 5, извршена је модификација вођице. Основне димензије вођице, као и елемента за укрућење приказани су на слици 6.2.



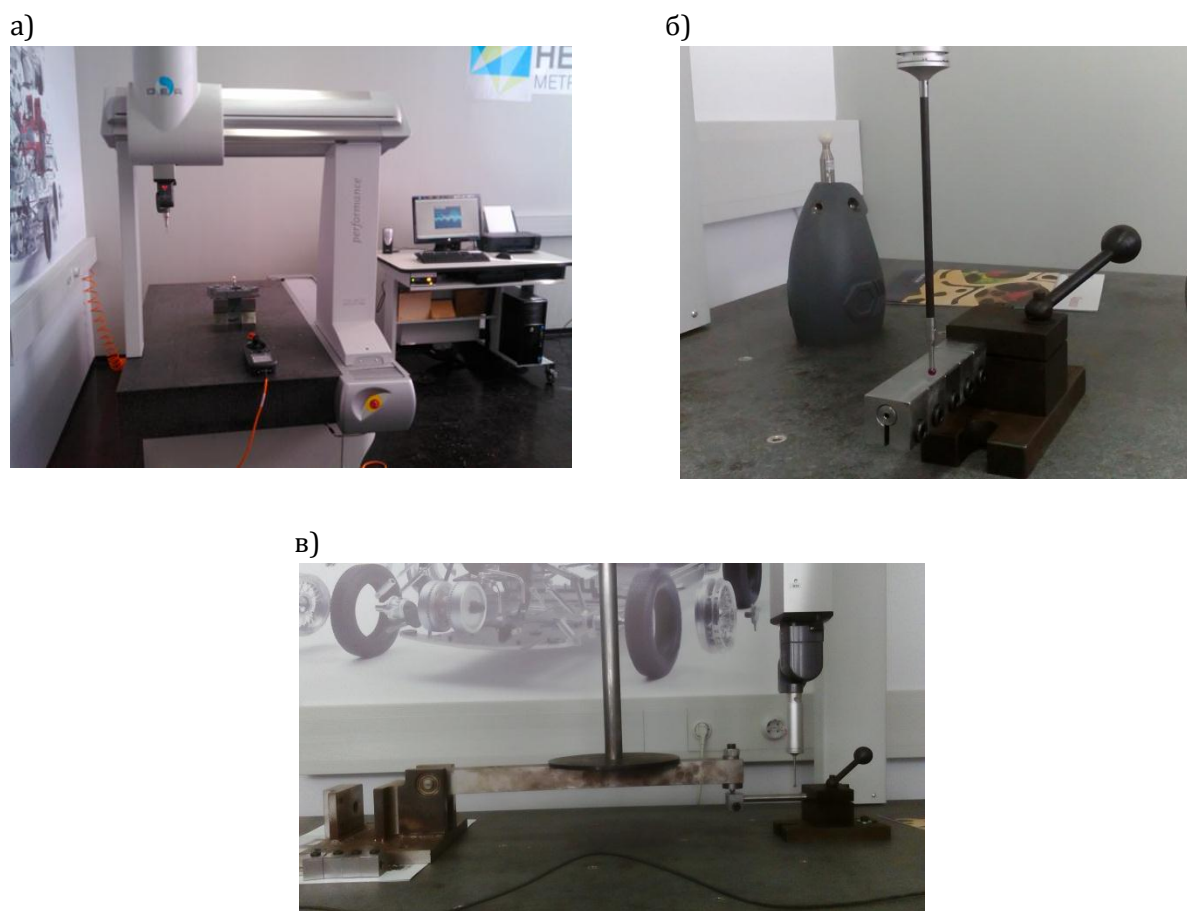
Слика 6.2 Геометријски приказ вођице и елемента за укрућење

Први експеримент изведен је за вођицу без елемената за укрућење, са нормалним оптерећењима приказаним у табели 6.1 и 6.2. При извођењу сваког од наредних експеримената додаје се по један елемент за укрућење. Укупно је могуће монтирати највише пет елемената за укрућење, на дужину вођице модуларног стезног прибора

приказаног на слици 6.2. Крајњи резултат експерименталних тестова био је да се одреди и упоређи разлика еластичних линија вођица без и са елементима за укрућење.

6.2 Провера димензионе тачности мерења

Провера димензионе тачности и мерење добијених еластичних линија вођица модуларног стезног прибора након дејства нормалног оптерећења извршена је на координатној мерној машини DEA Global Performance (слика 6.3) уз коришћење мерног софтвера PCDMIS у који је претходно учитан CAD модел вођице.



Слика 6.3 Провера геометријске тачности израде изменљивих стезних елемената, а) СММ DEA Global Performance, б) мерни пипак и керамичка сфера за калибрацију и в) поступак мерења

Пре почетка мерења врши се калибрација координатне мерне машине помоћу калибрационе керамичке мерне сфере (слика 6.3б)). На носачу калибрационе сфере налази се температурни сензор који мери температуру и даје информацију мерном софтверу о потребној величини температурске компензације. Коришћен је Leitz 3-осни индуктивни мерни сензор са мерним пипком у облику сфере пречника 1 mm израђеним од рубина (слика 6.3в)). Мерење еластичних линија дуж вођице вршено је у девет тачака

на дистанци од 10 *mm*. Очитане вредности померања за свих пет изведених експеримената дате су у табели 6.3.

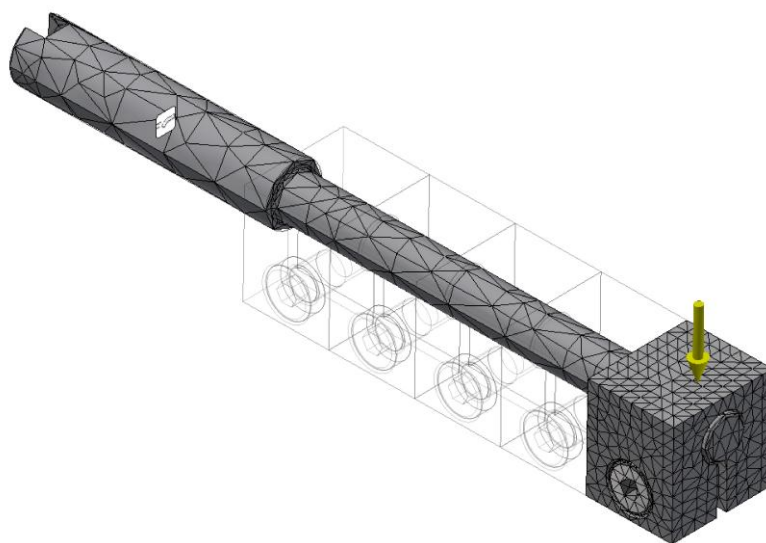
Табела 6.3 Резултати експерименталних истраживања

Група експеримента	F_n, N	Дужина вођице, <i>mm</i>								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
1.	44.99	0.004	0.008	0.014	0.021	0.028	0.043	0.054	0.067	0.083
	56.76	0.005	0.010	0.018	0.027	0.037	0.055	0.070	0.085	0.105
	68.54	0.006	0.012	0.022	0.034	0.046	0.067	0.085	0.104	0.127
	80.31	0.007	0.015	0.025	0.039	0.054	0.078	0.100	0.122	0.148
	92.08	0.008	0.016	0.029	0.045	0.063	0.089	0.115	0.140	0.170
	103.85	0.009	0.018	0.032	0.051	0.071	0.101	0.129	0.159	0.192
2.	44.99	0.002	0.003	0.004	0.010	0.016	0.023	0.032	0.042	0.052
	56.76	0.002	0.004	0.006	0.014	0.021	0.030	0.042	0.054	0.068
	68.54	0.003	0.005	0.008	0.016	0.025	0.036	0.050	0.065	0.081
	80.31	0.004	0.006	0.009	0.020	0.030	0.044	0.060	0.078	0.097
	92.08	0.004	0.006	0.012	0.022	0.034	0.050	0.069	0.090	0.112
	103.85	0.004	0.007	0.013	0.025	0.038	0.055	0.078	0.100	0.125
3.	44.99	0.001	0.003	0.006	0.011	0.015	0.023	0.032	0.041	0.053
	56.76	0.002	0.004	0.008	0.014	0.018	0.029	0.039	0.050	0.063
	68.54	0.003	0.004	0.010	0.016	0.022	0.033	0.047	0.060	0.075
	80.31	0.003	0.006	0.012	0.020	0.026	0.040	0.057	0.072	0.091
	92.08	0.004	0.006	0.013	0.022	0.029	0.045	0.063	0.082	0.102
	103.85	0.004	0.007	0.014	0.025	0.033	0.050	0.068	0.089	0.112
4.	44.99	0.002	0.003	0.006	0.010	0.016	0.021	0.025	0.030	0.038
	56.76	0.002	0.004	0.008	0.014	0.023	0.031	0.037	0.046	0.057
	68.54	0.002	0.005	0.010	0.017	0.027	0.036	0.042	0.054	0.067
	80.31	0.003	0.005	0.011	0.019	0.031	0.042	0.049	0.062	0.076
	92.08	0.003	0.006	0.012	0.022	0.035	0.047	0.057	0.070	0.086
	103.85	0.004	0.006	0.014	0.023	0.038	0.051	0.061	0.076	0.094
5.	44.99	0.001	0.003	0.005	0.009	0.015	0.018	0.023	0.029	0.035
	56.76	0.001	0.003	0.006	0.012	0.019	0.024	0.031	0.038	0.046
	68.54	0.002	0.004	0.009	0.016	0.027	0.034	0.044	0.054	0.064
	80.31	0.002	0.005	0.011	0.019	0.031	0.038	0.050	0.062	0.073
	92.08	0.003	0.006	0.012	0.021	0.035	0.043	0.056	0.069	0.083
	103.85	0.003	0.007	0.015	0.027	0.043	0.055	0.071	0.088	0.105

Након спроведене сваке појединачне групе експерименталних истраживања и добијених резултата, извршена је нумеричка анализа како би се утврдила веродостојност добијених експерименталних резултата.

6.3 FEM анализа

Методом коначних елемената (*Finite Element Method – FEM*) извршена је анализа померања и напона вођице без појачања и са појачањима у софтверском пакету Аутодеск Инвентор (*Autodesk Inventor*). Како би се потврдили добијени експериментални и теоријски резултати извршена је и FEM анализа. Поступак извођења FEM анализе прати експериментална истраживања описана у потпоглављима 6.1 и 6.2 и приказана у табели 3. Најпре је развијени CAD модел вођице и елемената за укрућење увежен у радно окружење софтвера. Подела вођице и елемената за укрућење на коначне елементе је први корак при решавању структурне анализе. Од величине елемента, начина поделе структуре на елементе и врсте елемента директно зависе резултати. У овом случају коришћена је тетраедарска мрежа. Коначни елемент је тетраедар са 4 чвора. На слици 6.4 је приказана вођица са генерисаном мрежом коначних елемената. Уведени су гранични услови по којима је померање фиксираног дела вођице у свим правцима једнако нули. На слици 6.4 се може уочити бели квадрат помоћу ког је то изведено. Овакав гранични услов је уведен како би цео склоп вођице и елемената за укрућење остао на месту, односно да не би дошло до трансације или евентуалне ротације целог склопа. Оптерећење се дефинише тако што се одреди тачка на елементу у којој делује сила и задају се правац, смер и интензитет силе (слика 6.4).



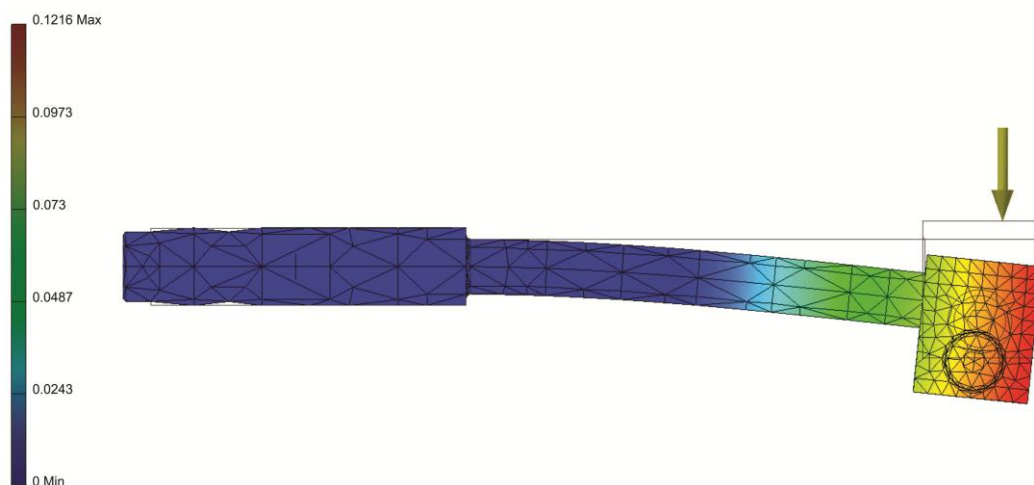
Слика 6.4 Приказ тетраедарске мреже коначних елемената

Излаз из FEM анализе је *colour map* на којој се у зависности од боје може уочити величина померања на сваком коначном елементу. Избором било ког чвора коначног елемента се може добити одговарајуће померање тог чвора. На слици 6.5 – 6.9 приказани су примери FEM анализе померања вођице под дејством силе од $F_n=44.99\text{ N}$ без ојачања и са ојачањима.

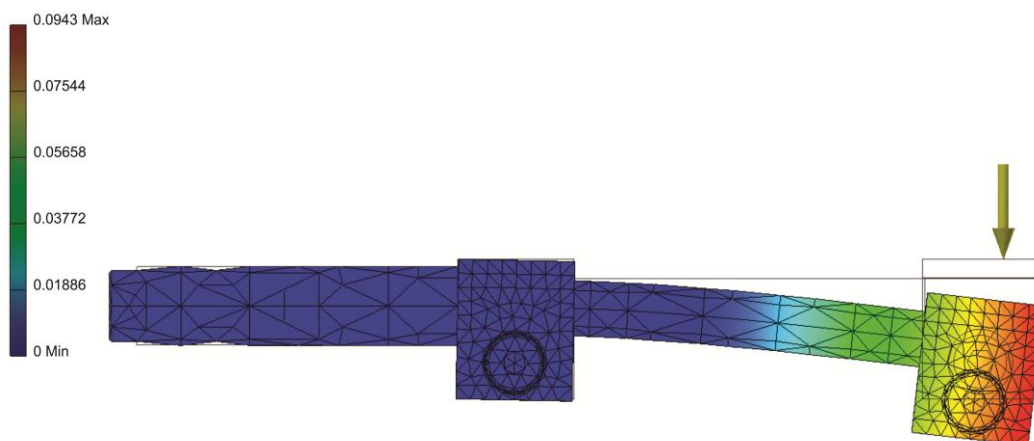
Након извршене FEM анализе излаз из симулација су тачке чворова коначних елемената које се налазе на површини вођице. Тачке представљају еластичну линију вођице под дејством одређених оптерећења (Табела 6.4).

Табела 6.4 Резултати *FEM* анализе

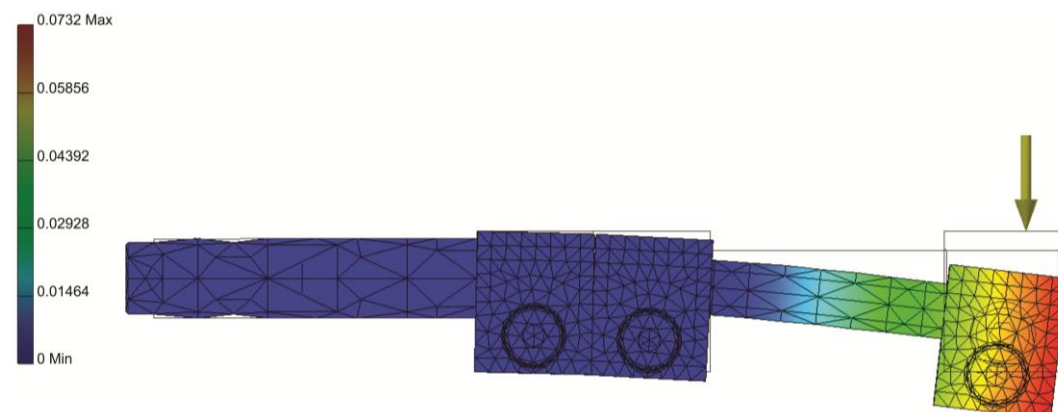
Група експеримента	Fn, N	Дужина вођице, mm								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
1.	44,99	0,002	0,006	0,012	0,019	0,028	0,038	0,049	0,061	0,074
	56,76	0,002	0,007	0,015	0,024	0,035	0,048	0,062	0,078	0,093
	68,54	0,003	0,009	0,018	0,029	0,043	0,058	0,075	0,094	0,113
	80,31	0,003	0,010	0,021	0,034	0,050	0,068	0,088	0,110	0,132
	92,08	0,004	0,012	0,024	0,039	0,057	0,079	0,102	0,126	0,152
	103,85	0,005	0,013	0,028	0,044	0,065	0,089	0,115	0,142	0,171
2.	44,99	0,002	0,003	0,005	0,011	0,018	0,025	0,034	0,044	0,054
	56,76	0,003	0,004	0,008	0,014	0,022	0,032	0,042	0,054	0,067
	68,54	0,003	0,005	0,010	0,017	0,027	0,039	0,052	0,067	0,082
	80,31	0,004	0,006	0,011	0,020	0,032	0,046	0,062	0,079	0,097
	92,08	0,004	0,007	0,013	0,023	0,037	0,053	0,071	0,090	0,117
	103,85	0,005	0,008	0,015	0,026	0,041	0,058	0,078	0,100	0,123
3.	44,99	0,002	0,003	0,007	0,010	0,014	0,019	0,026	0,033	0,041
	56,76	0,002	0,004	0,009	0,013	0,017	0,024	0,032	0,042	0,052
	68,54	0,003	0,005	0,010	0,016	0,021	0,029	0,039	0,051	0,063
	80,31	0,004	0,006	0,012	0,018	0,025	0,034	0,046	0,059	0,074
	92,08	0,004	0,007	0,014	0,021	0,029	0,039	0,053	0,068	0,084
	103,85	0,005	0,008	0,016	0,024	0,032	0,044	0,060	0,077	0,095
4.	44,99	0,002	0,003	0,006	0,009	0,013	0,018	0,022	0,028	0,034
	56,76	0,002	0,004	0,008	0,012	0,017	0,023	0,027	0,035	0,042
	68,54	0,003	0,005	0,009	0,014	0,021	0,028	0,033	0,042	0,051
	80,31	0,003	0,006	0,011	0,017	0,024	0,033	0,039	0,050	0,060
	92,08	0,004	0,007	0,013	0,019	0,028	0,037	0,045	0,057	0,069
	103,85	0,004	0,008	0,015	0,022	0,032	0,042	0,050	0,065	0,078
5.	44,99	0,002	0,003	0,006	0,009	0,013	0,017	0,021	0,026	0,031
	56,76	0,002	0,003	0,007	0,011	0,016	0,021	0,027	0,033	0,039
	68,54	0,003	0,004	0,009	0,013	0,020	0,026	0,033	0,040	0,047
	80,31	0,003	0,005	0,011	0,016	0,023	0,030	0,038	0,047	0,055
	92,08	0,004	0,006	0,012	0,018	0,026	0,035	0,044	0,054	0,064
	103,85	0,004	0,007	0,014	0,021	0,030	0,040	0,050	0,061	0,072



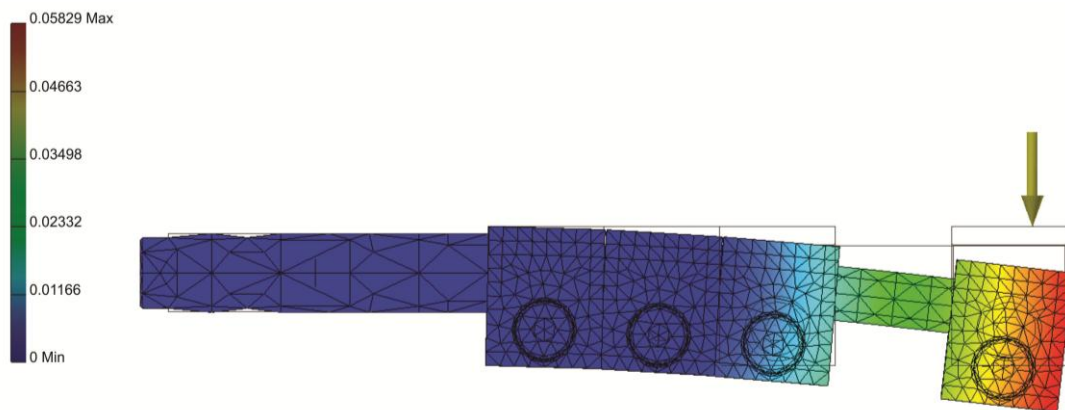
Слика 6.5 FEM анализа померања вођице услед деловања силе $F_n=44.99\text{ N}$ без ојачања



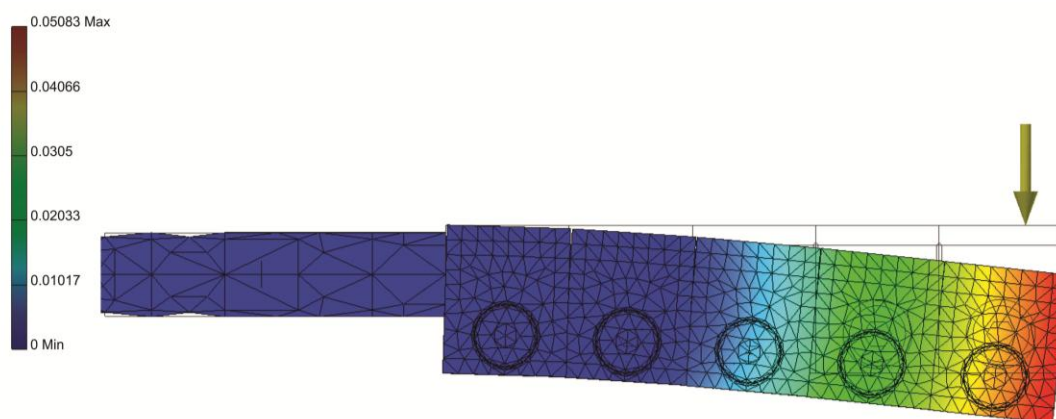
Слика 6.6 FEM анализа померања вођице услед деловања силе $F_n=44.99\text{ N}$ са једним ојачањем



Слика 6.7 FEM анализа померања вођице услед деловања силе $F_n=44.99\text{ N}$ са два ојачања



Слика 6.8 FEM анализа померања вођице услед деловања силе $F_n=44.99\text{ N}$ са три ојачања



Слика 6.9 FEM анализа померања вођице услед деловања силе $F_n=44.99\text{ N}$ са четири ојачања

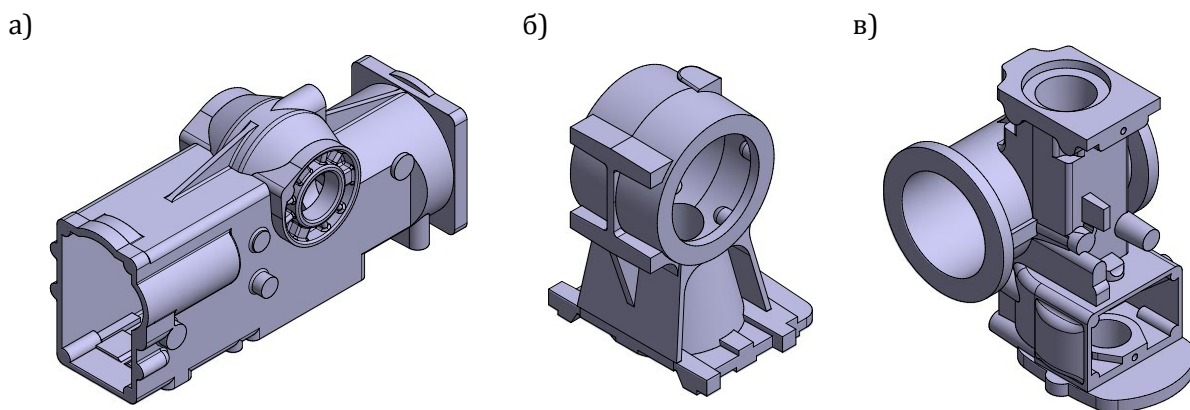
Упоредни резултати експериметалних истраживања и *FEM* анализе, као и теоријских разматрања су приказани у поглављу 8.

7.

**ПРОЦЕНА ФЛЕКСИБИЛНОСТИ И КРУТОСТИ
ПРЕДЛОЖЕНИХ РЕШЕЊА КОНСТРУКЦИЈА ПРИБОРА**

Сложени предмет обраде се најчешће обрађују на савременим обрадним центрима у једној операцији, при чему се обрада изводи са великим бројем резних алата. Са тим у вези, подизање нивоа флексибилности и крутости модуларних стезних прибора од великог је значаја. Процена флексибилности и крутости модуларних стезних прибора предложених у оквиру докторске дисертације извршена је у односу на већ развијене групне приборе. Теоријска истраживања објашњена у потпоглављу 4.2 имају за циљ да реално процене ниво флексибилности модуларних стезних прибора предложених у докторској дисертацији, док метода нумеричких прорачуна има за циљ да процени односе крутости идентичних реалних конструкција формираних на бази елемената постојећих групних система стезних прибора у односу на конструкције предложене у дисертацији.

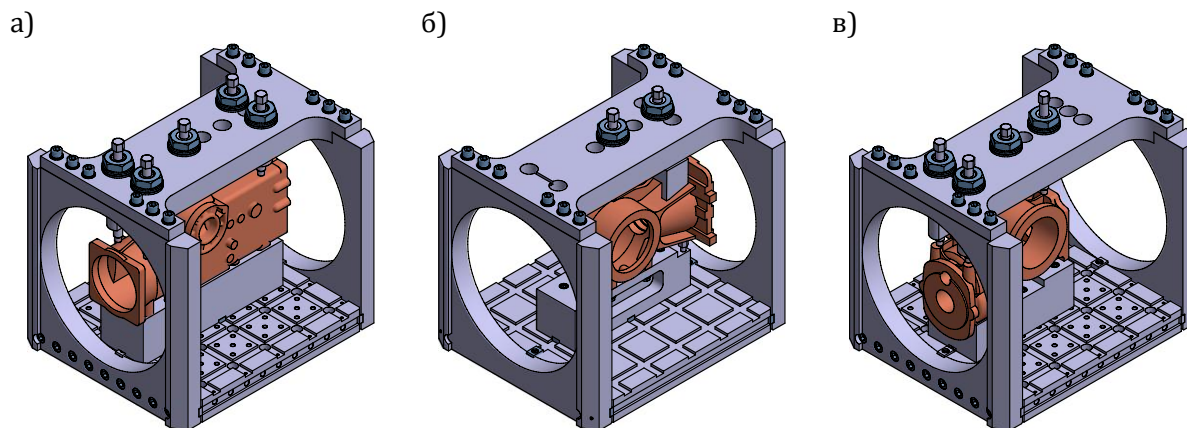
Конструкције модуларних стезних прибора предложене у оквиру дисертације изведене су за радне предмете сложеног геометријског облика и великих габаритних димензија. Конкретно, изведене су конструкције модуларних стезних прибора за стезање кућишта мењача, кућишта трансмисије и кућишта мултипликатора, радних предмета који су као полуфабрикати израђени ливењем и ковањем (слика 7.1).



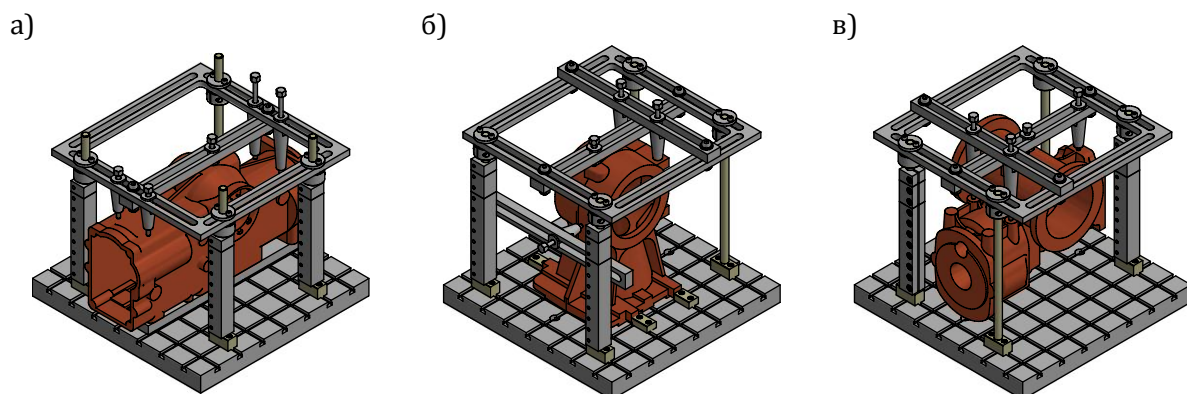
Слика 7.1 Предмет обраде а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије

Групни прибори се обично пројектују за једну операцију заједничког технолошког поступка групе радних предмета, па се као основни захтев за групни прибор поставља могућност базирања, стезања или вођења алата за све радне предмете дате групе. На

основу претходно формираних реалних конструкција групних прибора (слика 7.2) који су изведени за групу технолошки сличних делова, конструисани су модуларни стезни прибори рамног типа (слика 7.3) како би се што боље верификовала процена флексибилности и крутости.



Слика 7.2 Групни прибори а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије



Слика 7.3 Модуларни стезни прибор рамног типа а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије

7.1 Процена флексибилности

Освртом на потпоглавље 4.2 за процену флексибилности модуларних стезних прибора у односу на групне приборе коришћен је статистички *Mann Whitney* тест. Флексибилност модуларних стезних прибора процењује се помоћу вредности три различита параметра, процента слободне површине за прилаз алата, броја могућих тачака стезања и броја могућих тачака позиционирања. На основу приказаних слика 7.2 и 7.3 извршен је прорачун слободних површина за прилаз алата, број могућих тачака стезања и број могућих тачака позиционирања код групних прибора и код модуларних стезних прибора.

Прорачун слободних површина прибора за прилаз алата вршен је у софтверском пакету Аутодеск Инвентор (*Autodesk Inventor*). Како би се одредио проценат слободне површине у прибору, вршен је прорачун укупне површине и корисне површине. Под укупном површином посматране су габаритне димензије прибора, док су корисне површине, површине елемената прибора. На основу слике 7.2 очигледно је да се стезање радног предмета врши одозго у осам могућих тачака. Позиционирање и ослањање радног предмета код групних прибора остварује се по истој површини. У табели 7.1 приказани су израчунати резултати.

Табела 7.1 Прорачун слободних површина за прилаз алата, број могућих тачака стезања и број могућих тачака позиционирања

Групни прибор					
	Ак, mm^2	Ас, mm^2	Ас, %	Бр. стезања	Бр. позиционирања
а)	150800000	112560000	75	8	1
б)	150800000	112560000	75	8	1
в)	150800000	112560000	75	8	1
Модуларни стезни прибори рамног типа					
	Ак, mm^2	Ас, mm^2	Ас, %	Бр. стезања	Бр. позиционирања
а)	68850000	66840472	97	18	2
б)	68850000	66840472	97	18	2
в)	68850000	66840472	97	18	2

На основу података приказаних у табели 5 коришћен је статистички *Mann Whitney*-ев тест за процену параметара. Постављена је хипотеза, при чему је потребно прво испитати тест нормалне расподеле параметара (Табела 6). Тип прибора означен са 0 везује се за групне приборе, док је тип прибора са ознаком 1 везан за модуларне стезне приборе.

Хипотеза. Развијени модуларни стезни прибори рамног типа показују већи степен флексибилности у односу на постојеће групне приборе.

Коментар. Након испитивања нормалности расподеле, утврђено је да параметар проценат слободне површине нема нормалну расподелу у групи модуларних стезних прибора (**Сиг.=0,004**), док у групи постојећих групних прибора постоји нормална расподела (**Сиг.=0,119**).

Коментар. Након испитивања нормалности расподеле, утврђено је да параметар број могућих тачака стезања нема нормалну расподелу у групи модуларних стезних прибора (**Сиг.=0,004**), нити у групи постојећих групних прибора (**Сиг.=0,029**).

Коментар. Након испитивања нормалности расподеле, утврђено је да параметар број могућих тачака позиционирања нема нормалну расподелу у групи модуларних стезних прибора (**Сиг.<0,0005**), нити у групи постојећих групних прибора (**Сиг.=0,035**).

Табела 7.2 Тест нормалне расподеле

	Тип прибора	Kolmogorov-Smirnov ^a			Shapiro-Wilk		
		Statistic	df	Sig.	Statistic	df	Sig.
Процент слободне површине	0	,318	6	,059	,835	6	,119
	1	,319	6	,056	,683	6	,004
Број стезања	0	,293	6	,117	,766	6	,029
	1	,319	6	,056	,683	6	,004
Број позиционирања	0	,302	6	,094	,775	6	,035
	1	,492	6	,000	,496	6	,000

На основу добијених резултата може се рећи да су се стекли услови за примену Mann Whitney-ог теста за сваки од наведених параметара.

Табела 7.3 Mann Whitney тест

	Процент слободне површине	Бр. стезања	Бр. позиционирања
Mann-Whitney U	,000	,000	,000
Wilcoxon W	21,000	21,000	21,000
Z	-2,950	-2,950	-3,017
Asymp. Sig. (2-tailed)	,003	,003	,003
Exact Sig. [2*(1-tailed Sig.)]	,002 ^a	,002 ^a	,002 ^a

Табела 7.4 Статистички прорачун медијане

Тип прибора	Процент слободне површине, %	Бр. стезања	Бр. позиционирања
0	75	8,00	1
1	97	18,00	2
Total	85	13	1,5

Коментар. Ман-Витнијев тест је показао да постоји статистички значајна разлика у проценту слободне површине код модуларних стезних прибора и постојећих групних прибора (**Сиг=0,003**). Процент слободне површине већи је у групи модуларних прибора (**M0=75%, M1=97%**).

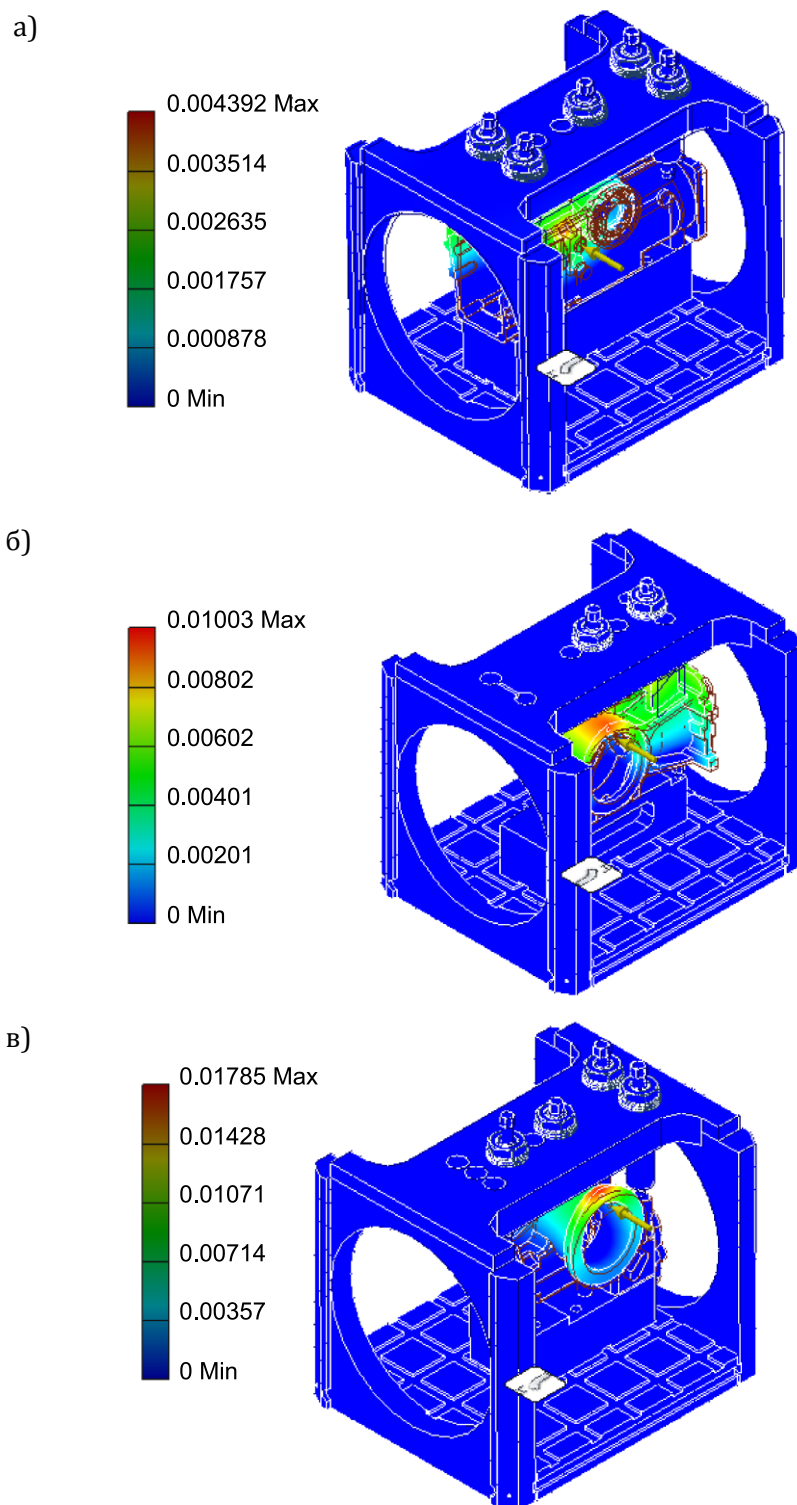
Коментар. Ман-Витнијев тест је показао да постоји статистички значајна разлика у броју могућих тачака стезања код модуларних стезних прибора и постојећих групних прибора (**Сиг=0,003**). Број могућих тачака стезања значајно је већи у групи модуларних прибора (**M0=8, M1=18**).

Коментар. Ман-Витнијев тест је показао да постоји статистички значајна разлика у броју могућих позиционера код модуларних стезних прибора и постојећих групних прибора (**Сиг=0,003**). Број могућих позиционера значајно је већи у групи модуларних прибора (**M0=1 , M1=2**).

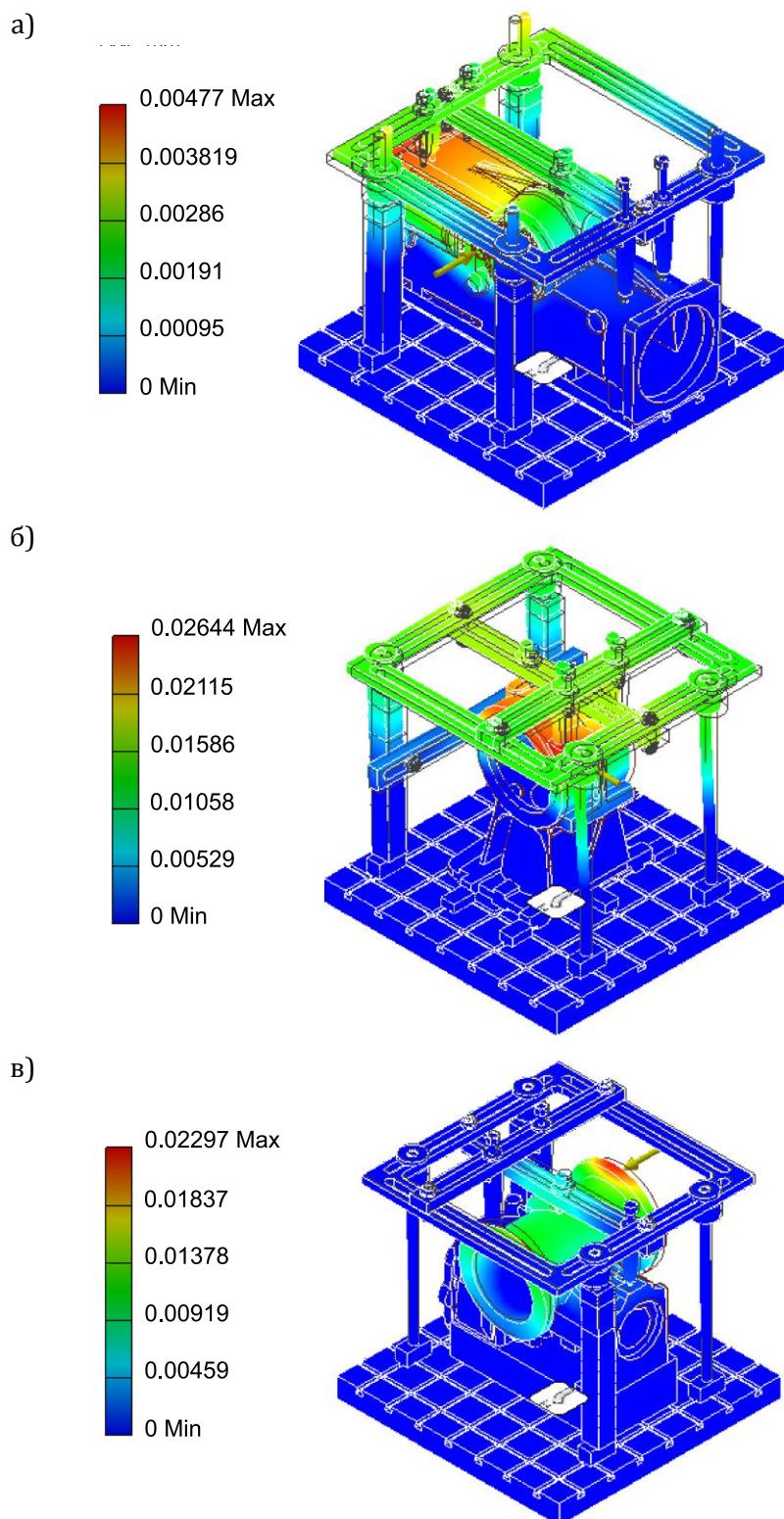
Резултати Ман-Витнијевог теста савршено одговарају претпоставци изнетој у хипотези. Посматрано појединачно, сваки посматрани параметар је на свој начин потврдио претпоставку. Процент слободне површине модуларних стезних прибора значајно је већи од процента слободне површине постојећих групних прибора, што директно доводи до закључка да су модуларни стезни прибори далеко приступачнији за прилаз алата током обраде. Број могућих тачака стезања и позиционирања такође је значајно већи код модуларних прибора. То доводи до закључка да је код модуларних стезних прибора могуће стезање радних предмета различитих облика и димензија. Такође, стезање једног предмета могуће је извести на више начина са подједнаком ефикасношћу.

7.2 Процена крутости

Процена крутости модуларних стезних прибора рамног типа у односу на групне приборе, за радне предмете приказане на слици 7.1 , вршена је *FEM* анализом у софтверском пакету Аутодеск Инвентор (*Autodesk Inventor*). При извођењу *FEM* анализе симулирана је обрада бушењем и глодањем извршена при дејству силе $F = 1000 N$. Сила се дефинише тако што се одреди тачка на предмету обраде у којој делује сила и задају се правац, смер и интензитет силе. Сваком елементу склопа прибора се додељују особине материјала у складу са техничком документацијом. Дефинисане су и нумерисане све зоне контакта на свим елементима склопа прибора и извршено је упаривање одговарајућих контактних зона. Уведени су гранични услови по којима је померање базне плоче у свим правцима једнако нули. Након тога се креира мрежа коначних елемената. Коришћена је мрежа са коначним елементима дефинисаним у потпоглављу 6.3. Пре анализе се на склопу прибора врше неопходна упрошћавања, мали отвори се затварају, навоји се свде на отворе итд. Упрошћавања се врше како би се избегли проблеми приликом креирања мреже коначних елемената. Када се упрошћавања не би вршила, у околини отвора, навоја и других специфичних фичера, би се морало вршити уситњавање мреже, што у крајњој инстанци има за последицу повећање броја коначних елемената што даље повећава време потребно за извршење неопходних прорачуна. Без тога би стабилност процеса била угрожена и време потребно за анализу би се могло мерити данима. При томе треба нагласити да уведена упрошћавања не утичу у великој мери на крајње резултате. На слици 7.4 приказана су померања предмета обраде и склопа групног прибора након дејства силе $F = 1000 N$, док је на слици 7.5 приказано померање предмета обраде и склопа модуларног стезног прибора након дејства исте силе.



Слика 7.4 FEM анализа померања предмета обраде и склопа групног прибора након дејства силе $F = 1000\text{ N}$ а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије



Слика 7.5 *FEM* анализа померања предмета обраде и склопа модуларног стезног прибора након дејства силе $F = 1000\text{ N}$ а) кућиште мењача, б) кућиште мултипликатора и в) кућиште трансмисије

Након извршене дефинисане *FEM* анализе, добијени су резултати померања склопа прибора, који су директно везани за крутост прибора. Упоредне вредности померања и крутости прибора приказане су у табели 7.5.

Табела 7.5 Упоредна анализа максималних померања x_{\max} и крутости k прибора

	Групни прибор		Модуларни стезни прибор рамног типа	
	x_{\max}, mm	$k, N/mm$	x_{\max}, mm	$k, N/mm$
а)	0,0044	227272,73	0,0047	212765,96
б)	0,0100	100000	0,0264	37878,78
в)	0,0179	55865,92	0,0223	44843,05

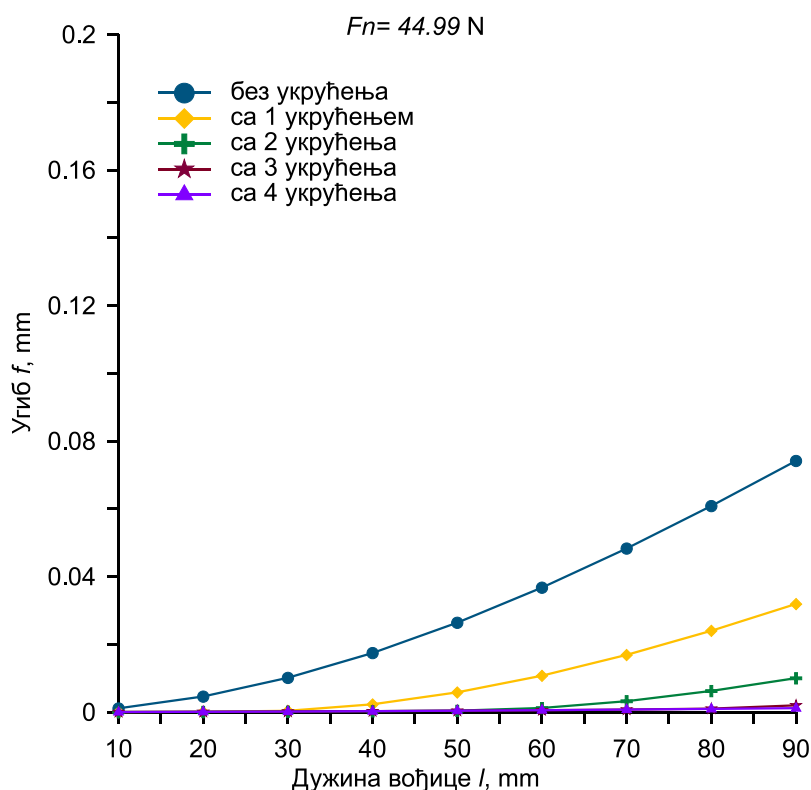
На основу резултата приказаних у табели 7.5 може се закључити да су померања x_{\max} услед дејства силе $F = 1000 N$ приближно једнака код оба типа прибора. Према једначини 4.1 извршен је прорачун крутости за оба типа прибора. Уколико се узме у обзир да су групни прибори наменски пројектовани како би задовољили потребне производне захтеве, са сигурношћу се може потврдити да би исте захтеве задовољили и модуларни стезни прибори предложени у оквиру докторске дисертације. Деформације које су се појавиле на раму конструкције модуларних стезних прибора, могуће би било минимизирати повећањем пречника вођица или додавањем елемената за укрућење.

8.

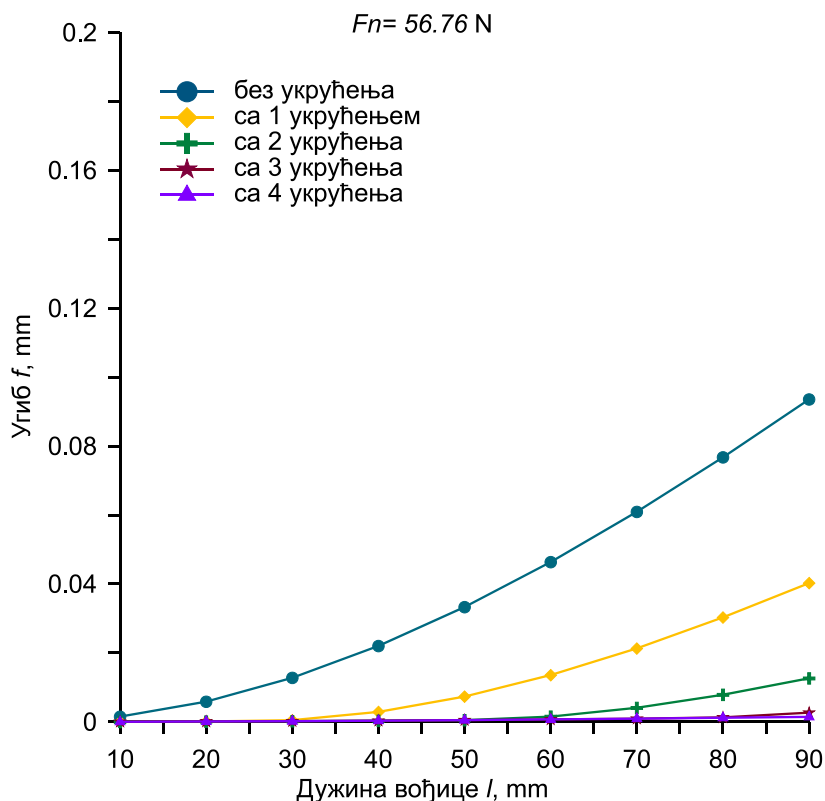
АНАЛИЗА РЕЗУЛТАТА ТЕОРИЈСКИХ И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИХ ИСТРАЖИВАЊА

8.1 Анализа теоријских резултата

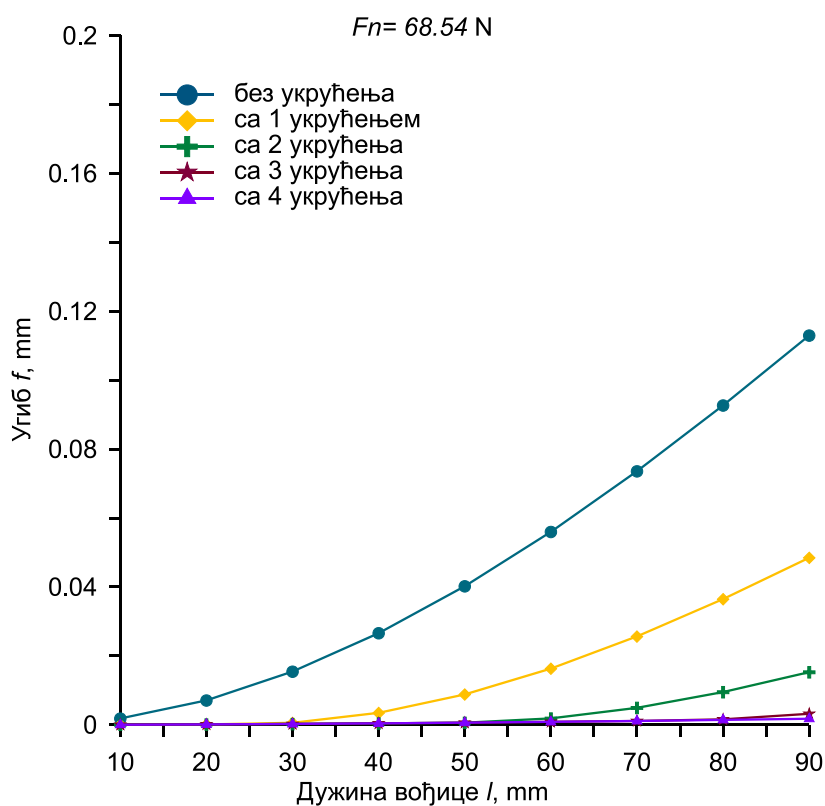
Применом једначина 4.23 и 4.37 из поглавља 4 добијени су теоријски резултати еластичне линије вођице приказани у табели 4.1, под дејством различитих вредности оптерећења F_n . На основу добијених резултата формиран су дијаграми еластичне линије вођице при дејству силе $F_n = 44.99 N$, $F_n = 56.76 N$, $F_n = 68.54 N$, $F_n = 80.31 N$, $F_n = 92.08 N$ и $F_n = 103.85 N$ који указују на понашање вођице при дејству оптерећења без промене попречног пресека вођице и са променом попречног пресека вођице. На слици 8.1 – 8.6 приказане су теоријске вредности еластичне линије вођице.



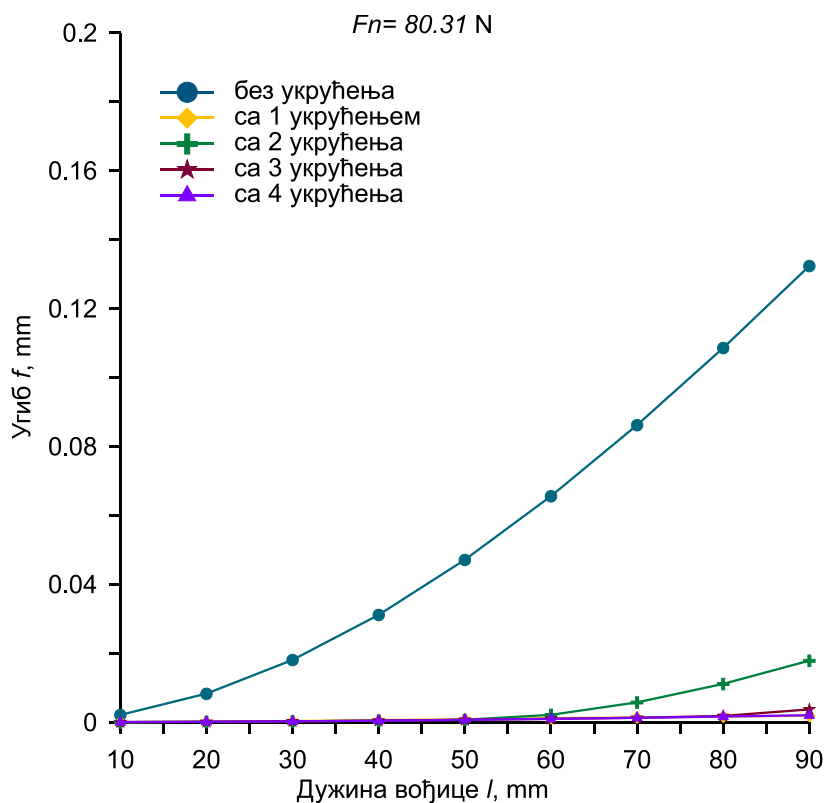
Слика 8.1 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 44.99 N$



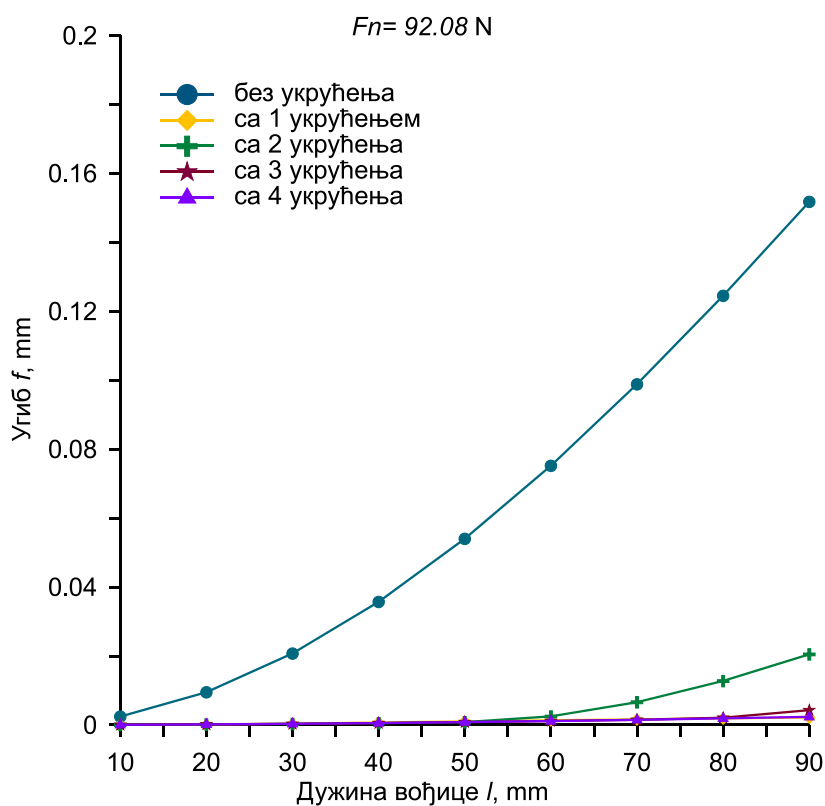
Слика 8.2 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 56.76 \text{ N}$



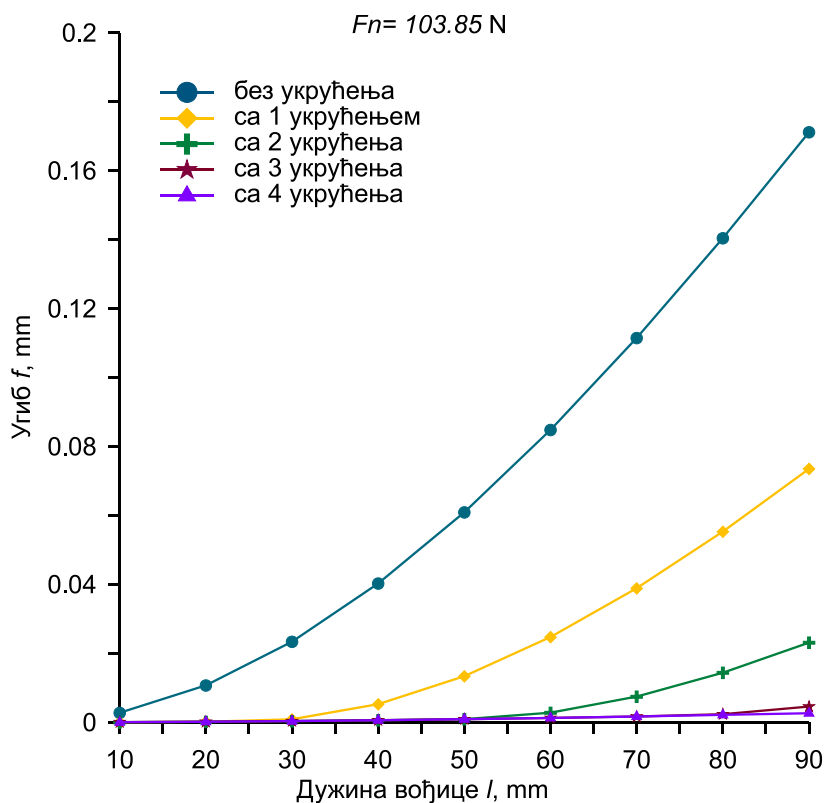
Слика 8.3 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 68.54 \text{ N}$



Слика 8.4 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 80.31 \text{ N}$



Слика 8.5 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 92.08 \text{ N}$



Слика 8.6 Приказ теоријских резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 103.85 N$

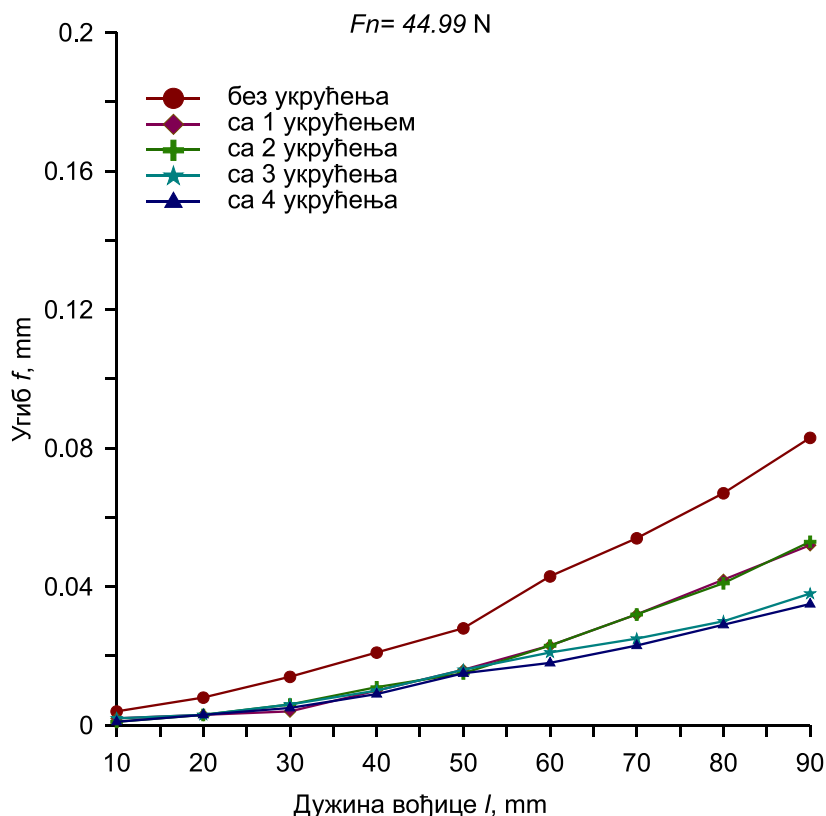
Анализом теоријских резултата презентованих у облику дијаграма на сликама 8.1 – 8.6 могуће је уочити да се са повећањем оптерећења F_n повећава и вредност угиба f , као и то да се са променом попречног пресека вођице, тј. додавањем елемената за укрућење смањују вредности угиба f . Уколико посматрамо дијаграм на слици 8.1а) под дејством оптерећења $F_n = 44.99 N$ јасно је да се највећи угиб јавља код вођице без укрућења. Са променом попречног пресека вођице, односно додавањем елемената за укрућење смањује се угиб. Смањење угиба f , посматрано у процентима за крајњу измерену тачку, код вођице са једним укрућењем у односу на вођицу без укрућења износи 57 %. Даље посматрано смањење угиба f , вођице са два укрућења у односу на вођицу без укрућења износи 86 %. Угиб f , вођице са три елемента за укрућење у односу на вођицу без укрућења мањи је за 97 %, док је смањење угиба f код вођице са потпуном променом попречног пресека тј. код вођице са четири елемента за укрућење мањи у односу на вођицу без укрућења за 98,5 %.

Уколико даље посматрамо дијаграме на слици 8.1 - 8.6 јасно је да долази до пораста угиба f , са повећањем оптерећења. Изражено у процентима, повећање угиба f вођице без укрућења при порасту оптерећења (посматрати дијаграме по растућој вредности оптерећења F_n) износи 26%, 52%, 78%, 102% и 130%. Теоријски посматрано значајно повећање угиба f , вођице без укрућења директно је зависно од пораста оптерећења F_n .

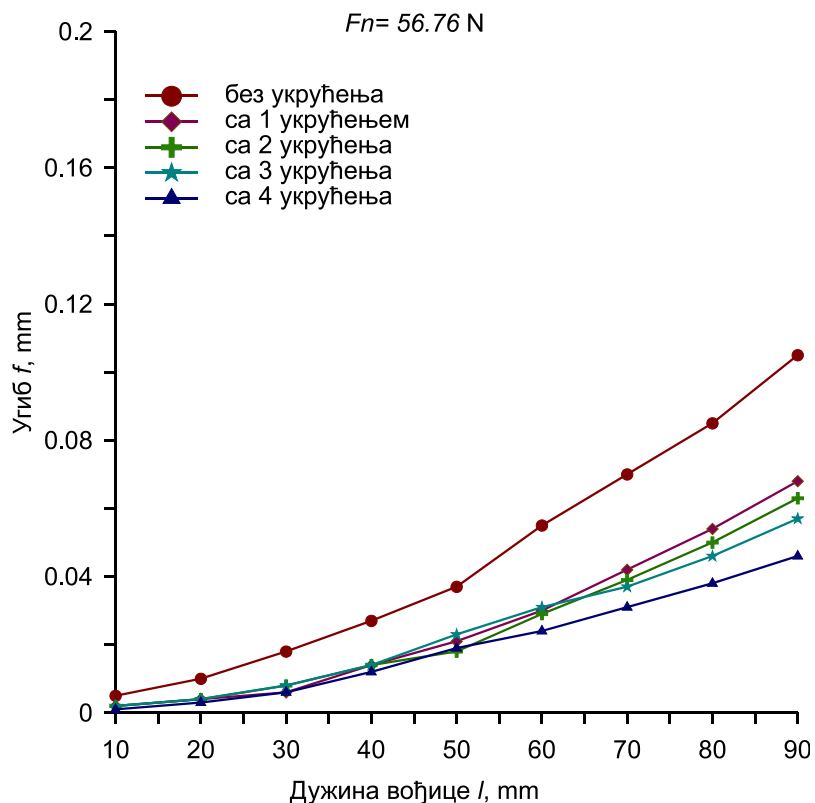
Значајна побољшања крутости модуларних стезних прибора рамног типа постижу се избором одговарајућег попречног пресека структурних елемената. Теоријским разматрањима, као и добијеним теоријским резултатима потврђена је претпоставка да је крутост вођице правоугаоног попречног пресека већа за 35-40% у односу на крутост вођице кружног попречног пресека.

8.2 Анализа експерименталних истраживања

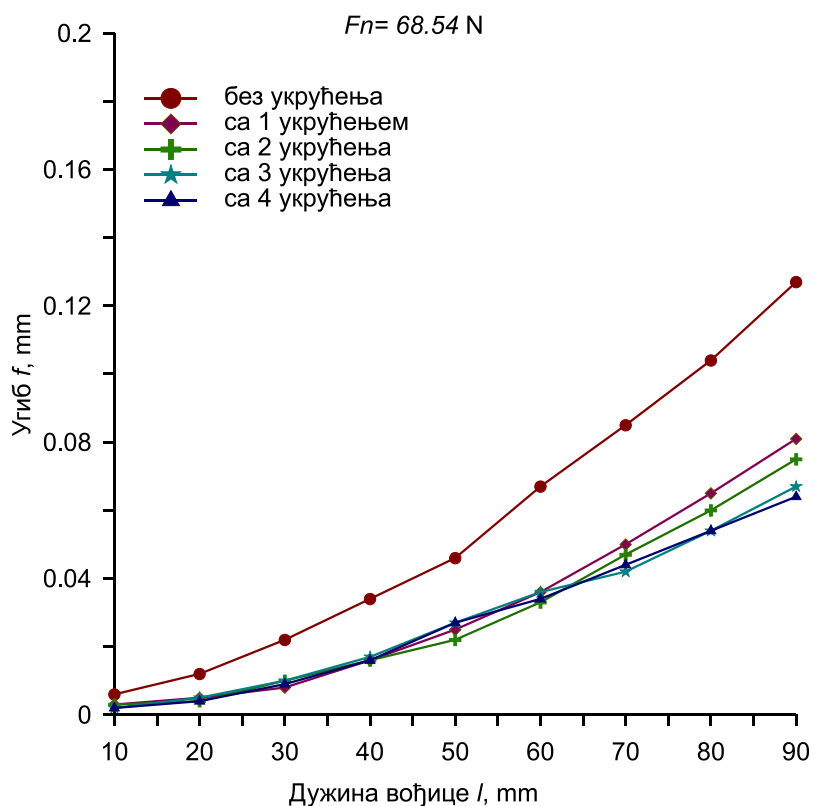
Према експерименталним истраживањима описаним у поглављу 6 и резултатима приказаним у табели 6.3 извршена је анализа понашања угиба f под дејством претходно наведених оптерећења F_n . Добијени експериментални резултати еластичне линије вођице без елемената за укрућење и са елементима за укрућење приказани су у виду дијаграма на сликама 8.7 – 8.12. Превасходни циљ експерименталних истраживања је да се покаже реално понашање структурног елемента модуларног стезног прибора услед дејства оптерећења. Сматра се да су експериментална истраживања померања спроведена на структурним елементима довољан показатељ поузданости и крутости укупног система модуларног стезног прибора.



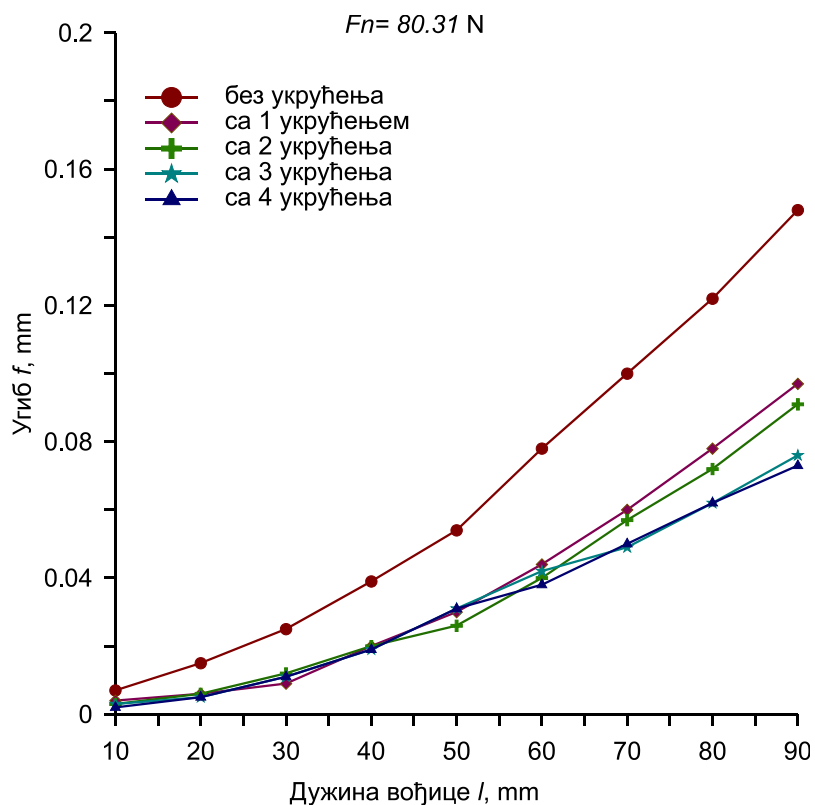
Слика 8.7 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 44.99\text{ N}$



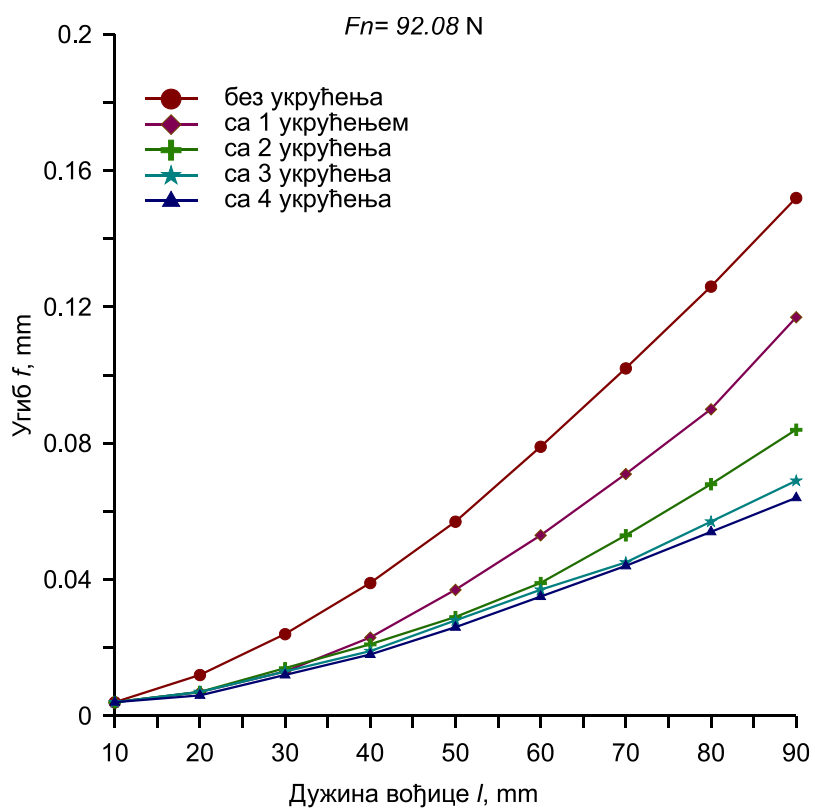
Слика 8.8 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 56.76 \text{ N}$



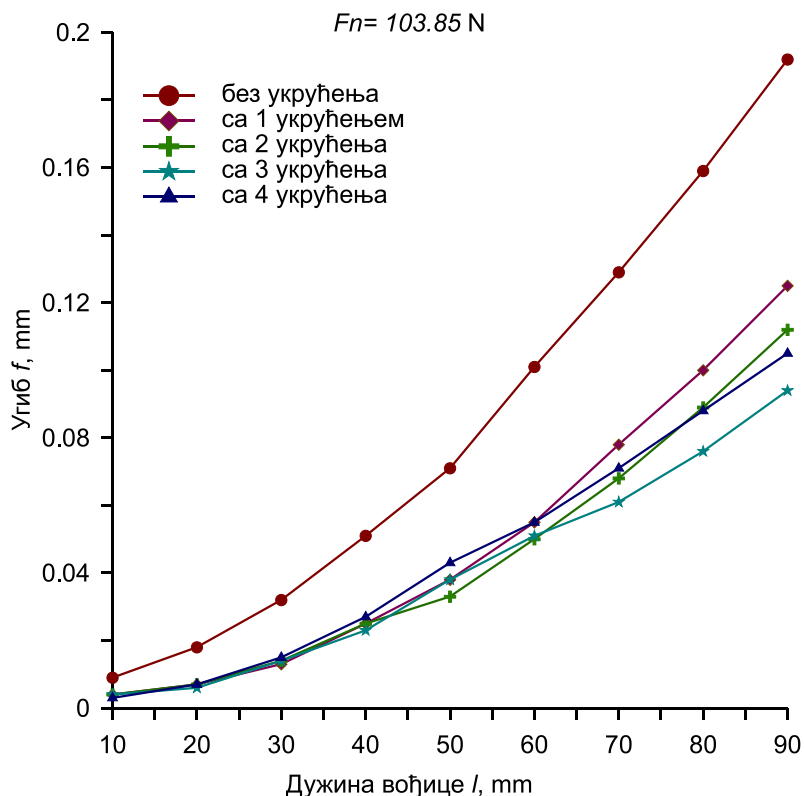
Слика 8.9 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 68.54 \text{ N}$



Слика 8.10 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 80.31 \text{ N}$



Слика 8.11 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 92.08 \text{ N}$



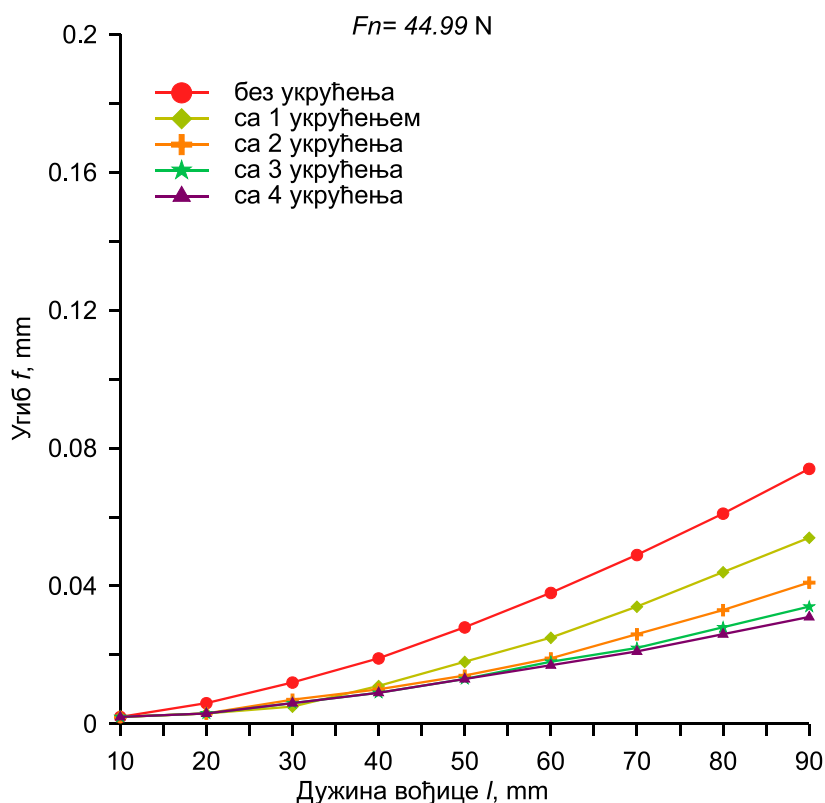
Слика 8.12 Приказ експерименталних резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 103.85 N$

Анализом експерименталних резултата приказаних на слици 8.7 јасно се може уочити смањење угиба f са додавањем елемената за укрућење у односу на вођицу без елемената за укрућење. Смањење угиба f , посматрано у процентима за крајњу измерену тачку, код вођице са једним укрућењем у односу на вођицу без укрућења износи 37%. Даље посматрано смањење угиба f , вођице са два укрућења у односу на вођицу без укрућења износи 36%. Угиб f , вођице са три елемента за укрућење у односу на вођицу без укрућења мањи је за 54%, док је смањење угиба f , код вођице са потпуном променом попречног пресека тј. код вођице са четири елемента за укрућење мањи у односу на вођицу без укрућења за 57%. На основу претходно наведеног, може се закључити да је експерименталним истраживањима угиб f , код вођице са потпуном променом попречног пресека у квадратни облик мањи за око 50% у односу на вођицу кружног попречног пресека.

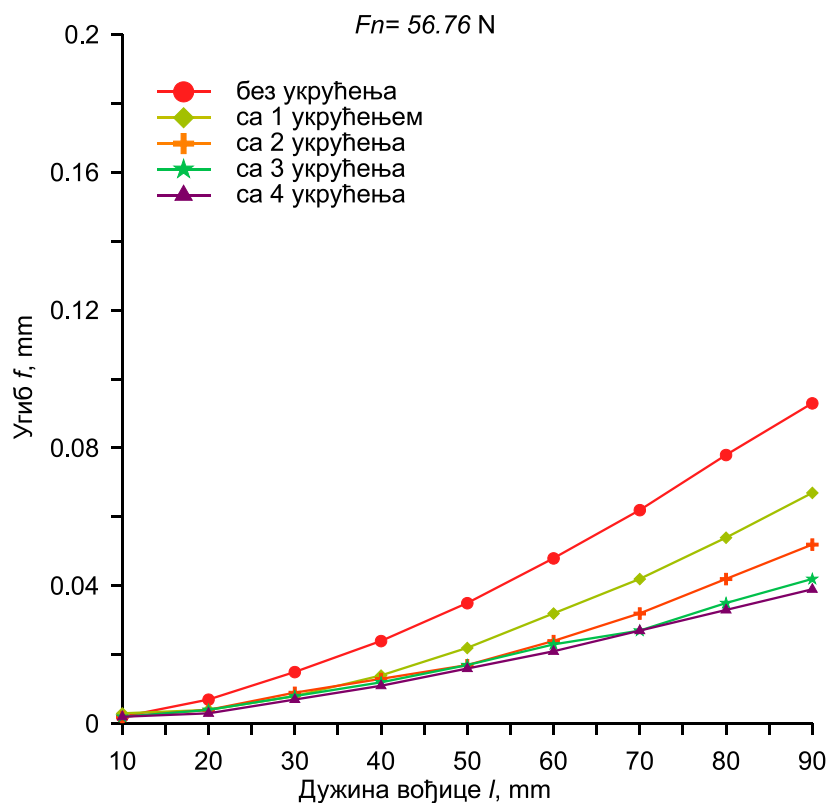
Даљим разматрањем експерименталних истраживања при дејству оптерећења F_n , долази до пораста угиба f . Пораст угиба f , при порасту оптерећења F_n , изражен у процентима износи 26%, 53%, 78%, 104% и 131%.

8.3 Анализа нумеричких резултата

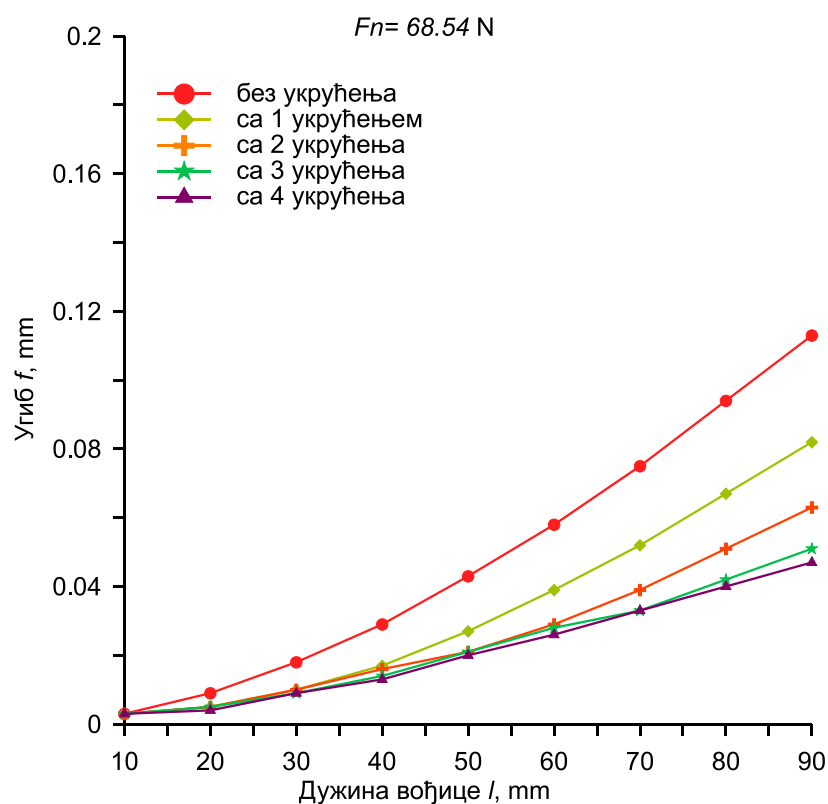
Како би се што боље верификовали добијени теоријски и експериментални резултати извршена је нумеричка анализа еластичне линије вођице. Нумеричка анализа еластичне линије вођице извршена је према плану и програму описаном у потпоглављу 6.3. Након извођења нумеричких експеримената извршено је прикупљање координата чворова коначних елемената који се налазе на површини вођице. Добијени низ координата чворова коначних елемената мерених у девет тачака на површини вођице су представљени у претходном поглављу у потпоглављу 6.3. у табели 6.4. Поред наведеног, координате чворова коначних елемената су искоришћене како би се графички представиле еластичне линије вођица након сваког нумеричког експеримента. На сликама 8.13 – 8.18 су представљене еластичне линије вођица након сваког нумеричког експеримента. Нумеричком анализом је, такође, одређено померање вођице услед дејства оптерећења F_n . Као што је већ поменуто познавање вредности померања вођице под дејством оптерећења је од есенцијалног значаја за проверу крутости структурних елемената модуларног стезног прибора. Нумеричком анализом потврђена су експериментална и теоријска истраживања.



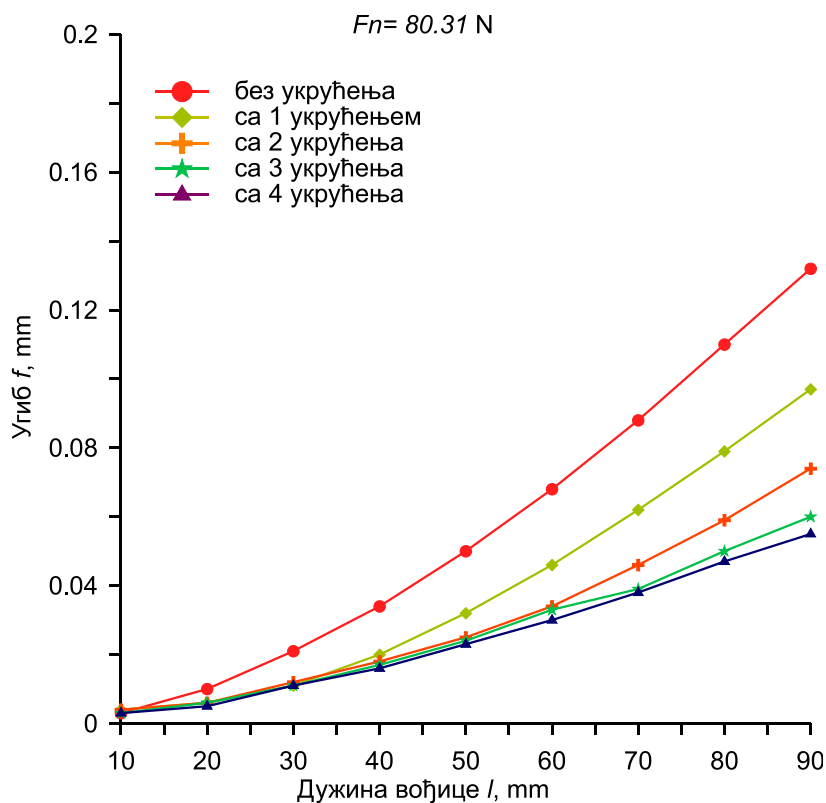
Слика 8.13 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 44.99 \text{ N}$



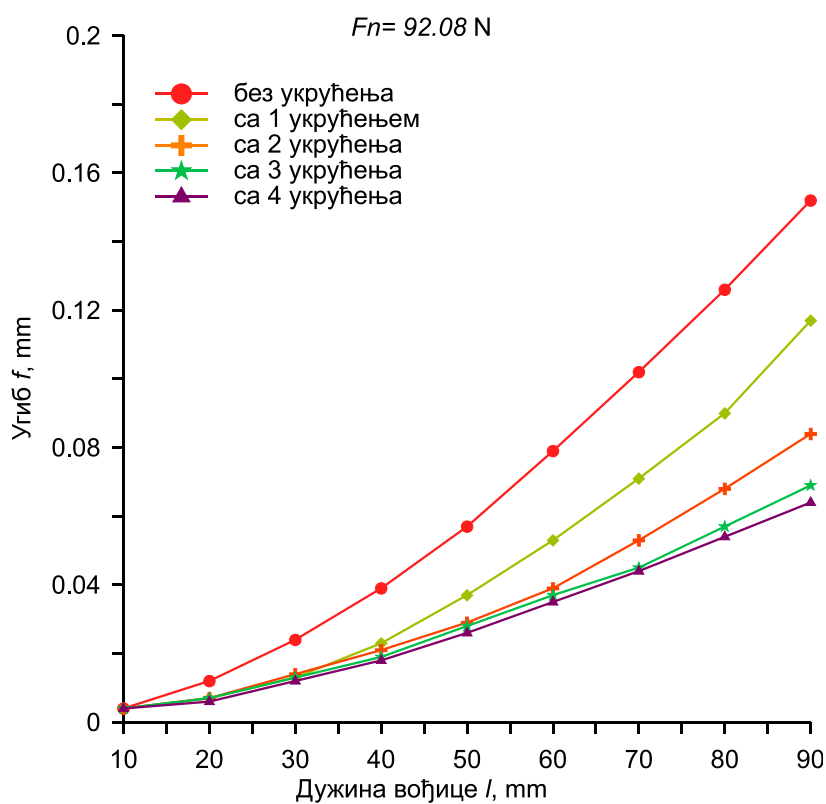
Слика 8.14 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 56.76 \text{ N}$



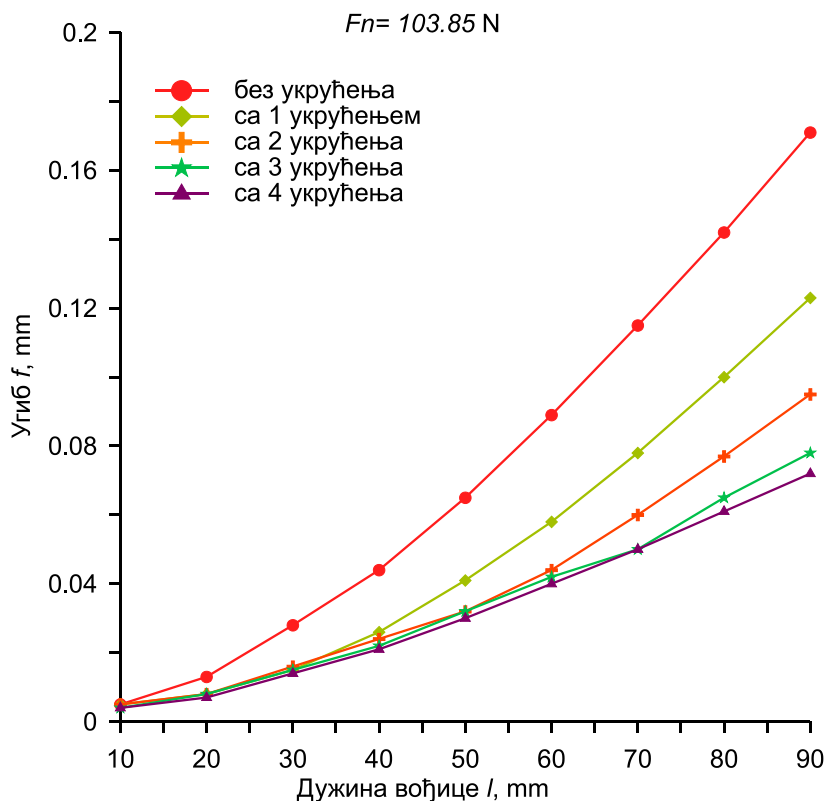
Слика 8.15 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 68.54 \text{ N}$



Слика 8.16 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 80.31 \text{ N}$



Слика 8.17 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 92.08 \text{ N}$



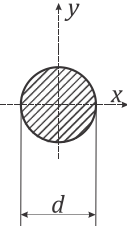
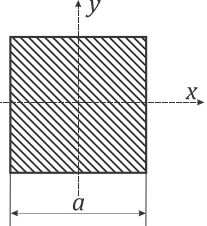
Слика 8.18 Приказ нумеричких резултата еластичне линије вођице под дејством оптерећења $F_n = 103.85 \text{ N}$

Анализом дијаграма приказаних на сликама 8.13 – 8.18 може се закључити да су извршеном нумеричком анализом потврђени резултати претходно изведених експерименталних и теоријских истраживања. Уколико се узме у обзир процентуално разматрање угиба f , на слици 8.13 под дејством оптерећења $F_n = 44.99 \text{ N}$ јасно је да се највећи угиб јавља код вођице кружног попречног пресека, односно, код вођице без елемената за укрућење. Са додавањем елемената за укрућење, односно, са променом попречног пресека вођице смањује се угиб f . Изражено у процентима смањење угиба f , са постепеним додавањем елемената за укрућење, а у односу на вођицу без елемената за укрућење би било 27%, 44%, 54% и 58%.

8.4 Упоредна анализа резултата

На основу добијених теоријских, експерименталних и нумеричких резултата извршена је упоредна анализа добијених еластичних линија вођице под дејством оптерећења F_n . При упоредној анализи резултата посматране су крајње тачке угиба f , за вођицу кружног попречног пресека и квадратног попречног пресека, под дејством оптерећења датих у табели 8.1. Уопштено говорећи, извршена је упоредна анализа резултата крајњих тачака угиба f , за вођицу без елемената за укрућење и за вођицу са потпуном променом попречног пресека.

Табела 8.1 Упоредна анализа резултата

Попречни пресек вођице	F_n, N	Теоријски резултати	Експериментални резултати	Нумерички резултати
	44,99	0,074	0,083	0,074
	56,76	0,093	0,105	0,093
	68,54	0,113	0,127	0,113
	80,31	0,132	0,148	0,132
	92,08	0,152	0,170	0,152
	103,85	0,171	0,192	0,171
	44,99	0,00115	0,035	0,031
	56,76	0,00145	0,046	0,039
	68,54	0,00175	0,064	0,047
	80,31	0,00205	0,073	0,055
	92,08	0,00235	0,083	0,064
	103,85	0,00264	0,105	0,072

Према резултатима приказаним у табели 8.1 јасно се могу уочити веома мала одступања угиба f у крајњим тачкама за све добијене резултате (теоријске, експерименталне и нумеричке) код вођице кружног попречног пресека. Одступања вредности угиба f између добијених теоријских и нумеричких резултата готово и да нема. Одступања вредности угиба f између добијених експерименталних и нумеричких резултата су око 10%. Добијена вредност одступања експерименталних резултата од нумеричких је у овом случају занемарљива.

У случају разматрања теоријских, експерименталних и нумеричких резултата угиба f за вођицу са потпуном променом попречног пресека тј. квадратног попречног пресека, могуће је уочити одступања теоријских резултата од нумеричких и експерименталних резултата. Значајна теоријска одступања угиба f се могу приписати сложености проблема уколико се узме у обзир да вођица није посматрана као вођица са константним попречним пресеком. С обзиром на сложеност проблема теоријског модела из отпорности материјала, није било могуће доћи до решења опште једначине аналитичким путем, већ се прибегавало одређивању приближних решења. Одступања вредности угиба f између добијених експерименталних и нумеричких резултата су између 10% и 30%.

9.

ЗАКЉУЧЦИ

Савремени обрадни центри су високо аутоматизовани нумерички обрадни системи, са могућностима аутоматске обраде сложених радних предмета без прекида аутоматског рада током обраде радног предмета у једном стезању. Због тога је пројектовање стезног прибора (модуларног стезног прибора) сложен процес који изискује од пројектанта велико знање и искуство.

Истраживања у области модуларних стезних прибора су претежно фокусирана на развој система за аутоматско пројектовање постојећих модуларних стезних прибора. Истраживања спроведена у оквиру докторске дисертације карактерише оригиналан приступ у погледу пројектовања модуларних стезних прибора. Истраживања и развој модуларних стезних прибора обављени су у неколико фаза.

Прву фазу истраживања карактеришу опсежна литературна истраживања која се односе на одређивање перформанси позиционирања, анализи толеранција, анализи стабилности, анализи могућих ограничења, као и оптимизацији силе стезања. Поред наведеног, претходна истраживања обухватају: поступак одређивања аутоматског позиционирања и стезања радног предмета на основу математичких модела, алгоритме за одабир места позиционирања и стезања која обезбеђује максимално механичко дејство полуге, кинетичка анализа заснована на планирању стезања, распоред стезања и зависност стезања заснованог на анализи приступачности, аутоматски одабир подешавања узимајући у обзир фактор толеранција и настанка евентуалних грешака у стезном прибору, као и геометријску анализу засновану на 2Д планирању стезног прибора. Принципи пројектовања стезног прибора и истраживања заснована на методи коначних елемената такође су тема великог броја истраживања. Метода коначних елемената (*Finite Element Method*) је у већини случајева коришћена за анализу понашања напона и деформација система радни предмет/стезни прибор у односу на примењену силу процеса обраде резањем и процеса стезања. Такође, извршен је велики број оптимизација и развијен велики број математичких алгоритама како би се што више минимизирала померања и дефлекција. На основу доступне литературе уочено је да постоји велики број доступних приступа за повећање флексибилности и крутости у подручју модуларних стезних прибора.

Другу фазу истраживања карактеришу теоријска истраживања заснована на теоријској механици како би се дефинисала крутости одређених структурних елемената модуларних стезних прибора, отпорности материјала ради дефинисања еластичних линија структурних елемената под дејством оптерећења, математичкој статистици ради

процене флексибилности развијених модуларних стезних прибора у односу на постојеће конструкције.

Трећу фазу истраживања карактерише развој конструкције модуларног стезног прибора рамног типа, који за крајњи циљ пројектовања има повећање крутости укупног система при стезању предмета обраде и повећање флексибилности. Развијени систем модуларног стезног прибора би се уз одређене модификације могао применити за широк спектар предмета обраде различитих облика и димензија.

Четврту фазу истраживања карактеришу експериментална и нумеричка истраживања која имају за циљ да одреде понашања структурних елемената модуларног стезног прибора (вођице) под дејством оптерећења и са елементима за укрућење и без елемената за укрућење. Добијени су приближно слични резултати експерименталних истраживања и нумеричких истраживања.

Пета фаза се односи на анализу добијених теоријских, експерименталних и нумеричких резултата. На основу добијених резултата могуће је извести неколико закључака. Пошто је смисао докторске дисертације повећање крутости модуларних стезних прибора, кроз додавање одређеног броја елемената за укрућење тј. са променом попречног пресека вођице из кружног у квадратни попречни пресек повећава се крутост што је на основу добијених резултата и дијаграма приказаних на слици 8.1 – 8.3 и доказано. Осим тога, извршеном упоредном нумеричком анализом специјално пројектованих групних прибора и модуларних стезних прибора (слика 7.4 – 7.5) јасно је да уз мале модификације модуларни стезни прибори предложени у оквиру докторске дисертације могу задовољити неопходне захтеве крутости. Кроз извршена теоријска, експериментална и нумеричка истраживања остварен је циљ докторске дисертације за повећањем крутости модуларних стезних прибора. При разматрању повећања флексибилности модуларних стезних прибора, која је такође један од циљева докторске дисертације, на основу теорије изложене у потпоглављу 4.2 и разматрања објашених у потпоглављу 7.1, јасно се може закључити да је и са тог аспекта постигнуто значајно побољшање и унапређење. Резултати анализе флексибилности модуларних стезних прибора у односу на постојеће групне приборе указују на знатно већу флексибилност модуларних стезних прибора.

Обављена истраживања могу наћи веома значајну индустријску примену уколико се узме у обзир могућа примена ових модуларних стезних прибора при обради на савременим вишеосним нумеричким машинама код којих се при једном базирању и стезању обрада изводи са великим бројем различитих алата. Позитивни ефекти формирања склопова модуларних стезних прибора на начин приказан у докторској дисертацији огледају се у повећању поузданости модуларних стезних прибора, тачности обраде или повећању продуктивности на бази машинске обраде при већим нивоима режима резања и већим нивоима оптерећења елемената за стезање/базирање.

ЛИТЕРАТУРА

1. Bawa SH (2004) Manufacturing Processes - I. Tata McGraw-Hill Education
2. Boyle, I. M., Rong, K., Brown DC (2004) Case-based reasoning in fixture design. Intell Manuf 52:85–96.
3. Davim JP (2010) Metal Cutting. Research Advances
4. Hodolič J, Vukelić Đ (2008) Pribori. Univerzitet u Novom Sadu, Fakultet tehničkih nauka
5. Hoffman E (1987) Modular fixturing. Manufacturing Technology Press, Lake Geneva, Wisconsin
6. Boyle I (2006) CAFixD –A case-based reasoning method for fixture design, PhD disser. Worcester polytechnic institute
7. Colvin F, Haas L (1913) Jigs and Fixtures: A Reference Book. McGraw-Hill Book Company, New York and London
8. Jones F (1942) Jig and fixture design. The Industrial Press, New York
9. Town H (1944) Jig and fixture practice. P. Elek, London
10. Bryant L, Dickinson T (1947) Jigs and fixtures for mass production. Pitman publishing corporation, New York
11. Parsons S (1954) Production tooling equipment; the design of jigs, tools and gauges. Cleaver-Hume Press, London
12. Houghton P (1956) Jig and fixture design. Chapman & Hall LT, London
13. Wilson F (1962) Handbook of fixture design. McGraw-Hill Book Company, Raleigh, NC, U.S.A.
14. Gates P (1973) Jigs, fixtures, tools and gauges. Technical Press, 6th Edition
15. Kempster M (1968) Principles of jig and tool and fixture design. English Universities Press
16. Kempster M (1978) An introduction to jig and fixture design. 3rd Edition, Hodder and Stroughton Ltd.
17. Eary D, Johnson G (1962) Process engineering for manufacturing. Englewood Cliffs : Prentice-Hall
18. Henriksen E (1973) Jig and Fixture Design Manual. Industrial Press Inc., New York
19. Boyes W (1962) Hundbook of Firfure Design. Society of Manufacturing Engineers, Dearborn, Michigan
20. Amaral N, Rencis J, Rong Y (2005) Development of a finite element analysis tool for fixture design integrity verification and optimisation. Int J Adv Manuf Technol 25:409–419.
21. Mervyn F, Kumar AS, Nee AYC (2006) Fixture design information support for integrated

- design and manufacturing. Int J Prod Res 44:2205–2219.
22. Black JT, Kohser RA (2008) Materials and processes in manufacturing. Wiley and Sons, Inc, 10 ed. New Jersey
 23. DeMeter E (1998) Fast Support Layout Optimization. Int J Mach Tools Manuf 38:1221–1239.
 24. DeMeter E (1995) Min-max load model for optimizing machine fixture performance. J Eng Ind 117:183–186.
 25. Hazarika M, Dixit US, Deb S (2010) A setup planning methodology for prismatic parts considering fixturing aspects. Int J Adv Manuf Technol 51:1099–1109.
 26. Kaya N (2006) Machining fixture locating and clamping position optimization using genetic algorithms. Comput Ind 57:112–120.
 27. King D, Sam L. (1994) Process and tolerance considerations in the automated design of fixtures. J Mech Des 116:480–486.
 28. King L, Hutter I (1993) Theoretical approach for generating optimal fixturing locations for prismatic workparts in automated assembly. J Manuf Syst 12:409–416.
 29. Krsulja M, Barisic B, Kudlacek J (2009) Assembly setup for modular fixture machining process. Adv Eng 3:39–51.
 30. Selvakumar S, Arulshri K, Padmanaban K, Sasikumar K (2012) Design and optimization of machining fixture layout using ANN and DOE. Int J Adv Manuf Technol 65:1573–1586.
 31. Tan E, Kumar S, Fuh J, Nee A (2004) Modeling, analysis and verification of optimal fixturing design. IEEE Trans Autom Sci Eng 1:121–132.
 32. Tadic B, Bogdanovic B, M. Jeremic B, et al (2013) Locating and clamping of complex geometry workpieces with skewed holes in multiple-constraint conditions. Assem Autom 33:386–400.
 33. Babu BS, Valli PM, Kumar AVVA, Rao DN (2005) Automatic modular fixture generation in computer-aided process planning systems. Proc Inst Mech Eng – Part C – J Mech Eng Sci 219:1147–1152.
 34. Raghu A, Melkote SN (2004) Analysis of the effects of fixture clamping sequence on part location errors. Int J Mach Tools Manuf 44:373–382.
 35. Raghu A, Melkote SN (2005) Modeling of workpiece location error due to fixture geometric error and fixture-workpiece compliance. J Manuf Sci Eng 127:75–83.
 36. Tseng YJ (1998) Feature-based fixturing analysis for machining parts represented with multiple sets of features. Int J Prod Res 36:2743–2770.
 37. Wang CY, Inasaki I (1999) Knowledge in the domain of feature-based fixturing planning. JSME Int J – Ser C – Mech Syst Mach Elem Manuf 42:1085–1092.
 38. Župerl U, Čuš F (2002) A model for analysing and optimizing fixtures. Strojniški Vestn – J Mech Eng 48:73–86.
 39. Rong Y, Li X (1997) Locating method analysis based rapid fixture configuration design. In: IEEE. pp 27–32
 40. Peng G, Chen G, Wu C, et al (2011) Applying RBR and CBR to develop a VR based integrated system for machining fixture design. Expert Syst Appl 38:26–38.

41. Cecil J (2001) A clamping design approach for automated fixture design. *Adv Manuf Technol* 18:784 – 789.
42. Tadic B (2014) *Alati i pribori*.
43. Hurtado J, Melkote S (1999) Workpiece-fixture static friction under dynamic loading. *Wear* 231:139–152.
44. Liu Z, Wang Y, Wang K, Mei X (2013) Multi-objective optimization design of a fixture layout considering locator displacement and force-deformation. *Int J Adv Manuf Technol* 67:1267–1279.
45. Tao J, Kumar A, Nee Y (1999) A computational geometry approach to optimum clamping synthesis of machining fixtures. *Int J Prod Res* 35:3495–3517.
46. Xiong C, Wang Y, Xiong Y (2008) On Clamping Planning in Workpiece-Fixture Systems. *IEEE Trans Autom Sci Eng* 5:407–419.
47. Xiuwen G, Fuh J, Nee A (1996) Modeling of frictional elastic fixture-workpiece system for improving location accuracy. *IIE Trans* 28:821–827.
48. Asada H, By A.B (1985) Kinematic Analysis of Workpart Fixturing for Flexible Assembly with Automatically Reconfigurable Fixtures. *IEEE J Robot Autom* 1:86–94.
49. Lee SH, Cutkosky MR (1991) Fixture planning with friction. *ASME J Engng Ind* 113:320–326.
50. Kang Y, Rong Y, Yang J a. (2003) Geometric and Kinetic Model Based Computer-Aided Fixture Design Verification. *J Comput Inf Sci Eng* 3:187.
51. Mittal R, Cohen P, Gilmore B (1991) Dynamic modelling of the fixture-workpiece system. *Robot Comput Manuf* 8:201– 217.
52. Meyer RT, Liou FW (1997) Fixture analysis under dynamic machining. *Int J Prod Res* 35:1471–1489.
53. Mannan M, Sollie J (1997) A force-controlled clamping element for intelligent fixturing. *CIRP Ann - Manuf Technol* 46:265–268.
54. Li B, Melkote SN (2001) Optimal fixture design accounting for the effect of workpiece dynamics. *Int J Adv Manuf Technol* 18:701–707.
55. Papastathis N, Ratchev M, Popov A (2012) Dynamics model of active fixturing systems for thin-walled parts under moving loads. *Int J Adv Manuf Technol* 62:1233–1247.
56. Beards CF (1983) The damping of structural vibration by controlled inter-facial slip in joints. *J Vib Acoust Stress Reliab Des* 105:369–373.
57. Hurtado J, Melkote S (2002) Modeling and Analysis of the Effect of Fixture-Workpiece Conformability on Static Stability. *J Manuf Sci Eng* 124:234–241.
58. Rong Y, Y Z (1999) *Computer-Aided Fixture Design*. Dekker, New York, NY
59. Zheng Y, Hou Z, Rong Y (2008) The study of fixture stiffness part I: a finite element analysis for stiffness of fixture units. *Int J Adv Manuf Technol* 36:865–876.
60. Zheng Y, Hou Z, Rong Y (2008) The study of fixture stiffness -Part II: contact stiffness identification between fixture components. *Int J Adv Manuf Technol* 38:19–31.
61. Zhu Y, Zhang S, Rong Y (1993) Experimental study on fixturing stiffness of T-slot based modular fixtures. *NAMRI Trans XXI, NAMRC, Stillwater, OK, USA* 231– 235.

62. Shawki GSA, MM A-A (1965) Effect of fixture rigidity and wear on dimensional accuracy. *Int J Mach Tool Des Res* 5:183–202.
63. Shawki GSA, Abdel-Aal M (1965) Rigidity considerations in fixture design-contact rigidity at locating elements. *Int J Mach Tool Des Res* 6:31–43.
64. Shawki G, Abdel-Aal M (1966) Rigidity considerations in fixture design-rigidity of clamping elements. *Int J Mach Tool Des Res* 6:207–220.
65. Kang Y, Rong Y, Yang J (2003) Computer-aided fixture design verification, Part 3, stability analysis. *Int J Adv Manuf Technol* 21:842–849.
66. Asante J (2010) Effect of fixture compliance and cutting conditions on workpiece stability. *Int J Adv Manuf Technol* 48:33–43.
67. Asante J (2008) A combined contact elasticity and finite element-based model for contact load and pressure distribution calculation in a frictional workpiece-fixture system. *Int J Adv Manuf Technol* 39:578–588.
68. Chaari R, Abdennadher M, Louati J, Haddar M (2011) Modelling of the 3D Machining Geometric Defects Accounting for Workpiece Vibratory Behaviour. *Int J Simul Model* 10:66–77.
69. Liao Y, Hu S (2001) An integrated model of a fixture-workpiece system for surface quality prediction. *Int J Adv Manuf Technol* 17:810–818.
70. Tadic B, Jeremic B, Todorovic P, et al (2012) Efficient workpiece clamping by indenting cone-shaped elements. *Int J Precis Eng Manuf* 13:1725–1735.
71. Tadic B, Vukelic D, Miljanic D, et al (2014) Model testing of fixture-workpiece interface compliance in dynamic conditions. *J Manuf Syst* 33:76–83.
72. Todorovic PM, Buchmeister B, DJapan MJ, et al (2014) COMPARATIVE MODEL ANALYSIS OF TWO TYPES OF CLAMPING ELEMENTS IN DYNAMIC CONDITIONS. 24:1273–1279.
73. Todorovic P, Vukelic D, Tadic B, Veljkovic D (2014) Modelling of Dynamic Compliance of Fixture/Workpiece Interface. *Int J Simul Model* 13:54–65.
74. Chou C, Chandru V, M. Barash (1989) A mathematical approach to automatic configuration of machining fixtures: analysis and synthesis. *Trans ASME* 111:299 – 306.
75. Roy U, Liao J (1999) Geometric reasoning for re-allocation of supporting and clamping positions in the automated fixture design system. *Trans ASME* 31:313–322.
76. Fischer-Cripps AC (2000) A review of analysis methods for sub-micron indentation testing. *Vacuum* 58:569–585.
77. Lee J, Haynes S (1987) Finite Element Analysis of Flexible Fixturing Systems. *J Eng Ind* 113:134–139.
78. Menassa R, DeVries W (1991) Optimization methods applied to selecting support positions in fixture design. *J Eng Ind* 113:412–418.
79. DeMeter E, Xi W, Choudhuri S, et al (2001) A Model to Predict Minimum Required Clamp Pre-loads in Light of Fixture-Workpiece Compliance. *Int J Mach Tools Manuf* 41:1031–1054.
80. Zuperl U, Cus F, Vukelic D (2011) Variable clamping force control for an intelligent fixturing. *J Prod Engineering* 14:19–22.
81. Deiab I, Elbestawi M (2005) Experimental determination of the friction coefficient on the

- workpiece-fixture contact surface in workholding applications. *Int J Mach Tools Manuf* 45:705–712.
82. J. Zhang, F.A. Moslehy SLR (1991) A model for friction in quasisteady- state sliding. Part II: Numerical results and discussion. *Wear* 149:13–25.
 83. Zhang J, Moslehy FA, Rice SL (1991) A model for friction in quasisteady- state sliding. Part I: Derivation. *Wear* 149:1–12.
 84. Li B, Melkote N (2001) Fixture clamping force optimization and its impact on workpiece location accuracy. *Int J Adv Manuf Technol* 17:104–113.
 85. W. Xie, Demeter EC, Trethewey MW (1999) An experimental evaluation of the coefficient of friction of workpiece-fixture element pairs. In: *Trans. North Am. Res. Conf.* pp 197–203
 86. W. Xie, E.C. Demeter MWT (2000) An experimental evaluation of the coefficient of friction of common workpiece-fixture element pairs. *Int J Mach Tools Manuf* 40:467–488.
 87. Nivatvongs K, Cheng HS, Ovaert TC, Wilson WRD (1991) nfluence of surface topography on low-speed asperity lubrication breakdown and scuffing. *Wear* 143:137–148.
 88. Lee SG, Cutkowsky MR (1991) Fixture planning with friction. *ASME, J Eng Ind* 113:320–327.
 89. Sayeed QA, Demeter EC (1994) Machining fixture design and analysis software. *Int J Prod Res* 32:1655–1674.
 90. Reams M, Melkote SN (1996) Quick estimation of reaction forces for prediction of machining fixture quality. In: *Proc. Second SME Symp. Manuf. Sci. Detroit, MI, USA.* pp 154–159
 91. Liao YJ, Hu SJ, Stephenson DA (1998) Fixture layout optimization considering workpiece-fixture contact interaction: simulation results. In: *Trans. North Am. Manuf. Res. Conf.* pp 341–346
 92. Hochenberger MJ, Demeter EC (1996) The application of meta functions to the quasi-static analysis of workpiece displacement within a machining fixture. *ASME J Manuf Sci Eng* 118:325–331.
 93. Hurtado JE, Melkote SN (1998) A model for the prediction of reaction forces in A 3-2-L machining fixture. In: *Trans. North Am. Manuf. Res. Conf.* pp 335–340
 94. Todorovic P, Tadic B, Vukelic D, et al (2015) Analysis of the influence of loading and the plasticity index on variations in surface roughness between two flat surfaces. *Tribol Int* 81:276–282.
 95. Wang M (2000) An optimum design for 3-d fixture synthesis in a point set domain. *IEEE Robot Autom* 16:839 –846.
 96. Wang M, Pelinescu D (2001) Optimizing fixture layout in a point-set domain. *IEEE Robot Autom* 17:312 –323.
 97. Kang Y, Rong Y, Yang JC (2003) Computer-Aided Fixture Design Verification . Part 2 . Tolerance Analysis. 836–841.
 98. Clement A, Bourdet P (1988) A study of optimal-criteria identification based on the small-displacement screw model. *CIRP Ann - Manuf Technol* 37:503 – 506.
 99. Vishnupriyan S, Majumder M, Ramachandran P (2011) Optimal fixture parameters considering locating errors. *Int J Prod Res* 49:6343–6361.

100. Choudhuri S, De Meter E (1999) Tolerance Analysis of Machining Fixture Locators. *J Manuf Sci Eng* 121:273–281.
101. Hunter R, Rios J, Perez JM, Vizan A (2010) Fixture knowledge model development and implementation based on a functional design approach. *Robot Comput Integr Manuf* 26:56–66.
102. Hunter R, Rios J, Perez JM, Vizan A (2006) A functional approach for the formalization of the fixture design process. *Int J Mach Tools Manuf* 46:683–697.
103. Boerma RJ, Kals JJH (1988) FIXES a System for Automatic selection of Set-Ups and Design of Fixtures. *CIRP Ann – Manuf Technol* 37:443–446.
104. Gandhi M, Thompson B (1986) Automated design of modular fixtures for flexible manufacturing systems. *J Manuf Syst* 5:243–252.
105. Darvishi AR, Gill KF (1988) Knowledge representation database for the development of a fixture design expert system. *Proc Inst Mech Eng – Part B – Manag Eng Manuf* 202:37–49.
106. Grippo PM, Gandhi M V, Thompson BS (1987) The Computer-Aided Design of Modular Fixturing Systems. *Int J Adv Manuf Technol* 2:75–88.
107. Grippo PM, Thompson BS, Gandhi M V (1988) A review of flexible fixture systems for Computer Integrated Manufacturing. *Int J Comput Manuf* 1:124–135.
108. Jiang W, Wang Z, Cai Y, Wang KK (1988) Computer-aided group fixture design. *CIRP Ann – Manuf Technol* 37:145–148.
109. Markus A, Markcusz Z, Farkas J, Fileman J (1984) Fixture design using PROLOG: an expert system. *Robot Comput Integr Manuf* 1:167–172.
110. Miller A, Hannam R. . (1985) Computer aided design using a knowledge base approach and its application to the design of jigs and fixtures. *Proc Inst Mech Eng – Part B – Management Eng Manuf* 199:227–234.
111. Nee AYC, Bhattacharyya N, Poo AN (1987) Applyin in jigs and fixtures design. *Robot Comput Manuf* 3:195–201.
112. Wang Y, Wang Z, Gindy N (2009) Collision-free machining fixture space design based on parametric tool space for five-axis grinding. *Int J Adv Manuf Technol* 45:1–7.
113. Wu YG, Gao SM, Chen ZC (2008) Automated modular fixture planning based on linkage mechanism theory. *Robot Comput Integr Manuf* 24:38–49.
114. Xiong YL, Xiong XR (2002) On complex fixture – Part 1: Mathematical descriptions. 19th IEEE Int Conf Robot Autom (ICRA), Washington, USA 2900–2905.
115. Subrahmanyam SR (2002) A method for generation of machining and fixturing features from design features. *Comput Ind* 47:269–287.
116. Bi ZM, Zhang WJ (2001) Flexible fixture design and automation: Review, issues and future directions. *Int J Prod Res* 39:2867–2894.
117. Pehlivan S, Summers JD (2008) A review of computer-aided fixture design with respect to information support requirements. *Int J Prod Res* 46:929–947.
118. Rong Y, Hou Z, Huang S (2005) Advanced computer-aided fixture design. In: Acad. Press. p 424
119. Goran D (2004) Softverska rešenja CAD/CAM sistema. Mašinski fakultet, Kragujevac

120. Chep A, Tricarico L, Bourdet P, Galantucci L (1998) Design of Object-oriented Database for the Definition of Machining Operation Sequences of 3D Workpieces. *Comput Ind Eng* 34:257–279.
121. Castelino K, Sundararajan V, D'Souza R, et al (2004) AMPS-An Automated Modular Process Planning System. *J Comput Inf Sci Eng* 4:235–241.
122. Vukelić Đ, Zuperl U, Hodolic J (2009) Complex System for Fixture Selection, Modification and Design. *Int J Adv Manuf Technol* 45:731–748.
123. Nee AYC, Whybrew K, Kumar, S A (1995) *Advanced fixture design for FMS*. Springer-Verlag, London 204.
124. Nee AYC, Tao JZ, Kumar, S A (2004) *An Advanced Treatise on Fixture Design and Planning*. World Sci 264.
125. Krishnakumar K, N. Melkote (2000) Machining fixture layout optimization using the genetic algorithm. *Int J Mach Tools Manuf* 40:579–598.
126. Chen W, Ni L, Xue J (2008) Deformation control through fixture layout design and clamping force optimization. *Int J Adv Manuf Technol* 38:860–867.
127. Kulankara K, Satyanarayana S, Melkote N (2002) Interactive Fixture Layout and Clamping Force Optimization Using the Genetic Algorithm. *J Manuf Sci Eng* 124:119–125.
128. Vallapuzha S, De Meter EC, Shabbir C, Khetan RP (2002) An investigation of the effectiveness of fixture layout optimization methods. *Int J Mach Tools Manuf* 42:251–263.
129. Boerma RJ, Kals JJH (1989) Fixture Design with FIXTES, the Automatic Selection of Positioning, Clamping and Support Features for Prismatic Parts. *CIRP Ann – Manuf Technol* 38:399–402.
130. Kumar SA, Nee AYC, Prombanpong S (1992) Expert fixture-design system for an automated manufacturing environment. *Comput Des* 24:317–326.
131. Nnaji BO, Lyu P (1990) Rules for an expert fixturing system on a CAD screen using flexible fixture. *J Intell Manuf* 1:31–48.
132. Cecil J (2002) Computer aided fixture design: Using information intensive function models in the development of automated fixture design systems. *J Manuf Syst* 21:58–71.
133. B. N. Saeed (2001) *An introduction to robotics analysis, systems, applications*. Prentice Hall
134. Martin P, Lombard M (2006) Modelling knowledge related to the allocation of modular jigs for part fixturing using fuzzy reasoning. *Int J Adv Manuf Technol* 28:527–531.
135. Zhang Y, G. Peng (2005) Development of an integrated system for setup planning and fixture design in CAPP. *Int Conf Adv Intell machatronics* 1401–1406.
136. Kang Y, Wang Z, Li R, Jiang C (2007) A fixture design system for networked manufacturing. *Int J Comput Integr Manuf* 20:143–159.
137. Roy U, Liao JM (1996) Neural network model for selecting machining parameters in fixture design. *Integr Comput Aided Eng* 3:149–157.
138. Lin ZC, Huang JC (1997) The application of neural networks in fixture planning by pattern classification. *J Intell Manuf* 8:307–322.
139. Balasubramanian, S Herrmann JW (1999) Using Neural Networks to Generate Design Similarity Measures. *Tech Rep TR 1999-38, Inst Syst Res Univ Maryland, Coll Park* 7.

140. Čuš F, Župerl U (2002) A complete algorithm for optimization of modular fixtures. In: 3rd Int. Conf. Danube Adria Assoc. Autom. Manuf. Talin, Est. pp 77–80
141. Hu CQ, Lin ZQ, Lai XM (2006) Concept design of checking fixture for auto-body parts based on neural networks. Int J Adv Manuf Technol 30:574–577.
142. Neng W, Zhan W, Mo R (2013) An intelligent fixture design method based on smart modular fixture unit. Int J Adv Manuf Technol 69:2629–2649.
143. Wang JH, Yang MJ (1999) Problems and solutions in the parameters of mechanical joints. 3rd Int. Conf. Inverse Probl. Eng. Theory Pract.
144. W. Ma, Lei Z, Rong Y (1998) FIX-DES: A Computer-Aided Modular Fixture Configuration Design System. Int J Adv Manuf Technol 14:21–32.
145. Halder. Work. Syst.
146. Rétfalvi A, Stampfer M (2013) The Key Steps toward Automation of the Fixture Planning and Design. 10:77–98.
147. Randy B, G K (1996) A Complete Algorithm for Designing Planar Fixtures Using Modular Components. IEEE Trans Robot Autom 12:31–46.
148. Hargrove S, Kusiak A (1994) Computer-aided Fixture Design: a Review. Intl J Prod Res 32:733–753.
149. Chantal W, Frank van der Stappen AOM (1996) Algorithms for fixture design. Citeseer
150. AS W, Canny J (1997) Planning for modular and hybrid fixtures. Algorithmica 19:40–60.
151. Márkus A, Márkusz Z, Farkas J, Filemon J (1984) Fixture Design using Prolog: An Expert System. Robot Comput Integr Manuf 1:167–172.
152. Rong Y, Bai. Y (1997) Automated Generation of Fixture Configuration Design. J Manuf Sci Eng 119:208–219.
153. RC B, KY. G (1994) Acomplete algorithm for synthesizing modular fixtures for polygonal parts. IEEE Int Conf Robot Autom 535–42.
154. Hu W, Rong Y (2000) A Fast Interference Checking Algorithm for Automated Fixture Design Verification. Int J Adv Manuf Technol 16:571–581.
155. Kumar A, Subramaniam V, Seow K (1999) Conceptual design of fixtures using genetic algorithms. Int J Adv Manuf Technol 15:79–84.
156. Kumar A, Subramaniam V, Teck T (2000) Conceptual design of fixtures using machine learning techniques. Int J Adv Manuf Technol 16:176–181.
157. Prabhakaran G, Padmanaban K, Krishnakumar R (2007) Machining fixture layout optimization using FEM and evolutionary techniques. Int J Adv Manuf Technol 32:1090–1103.
158. Chou J-S (2009) Web-based CBR system applied to early cost budgeting for pavement maintenance project. Expert Syst Appl 36:2947–2960.
159. Kumar S, Nee A (1995) A framework for a variant fixture design system using case-based reasoning technique. Manuf Sci Eng 2:763–775.
160. Li W, Li P, Rong Y (2002) Case-based agile fixture design. J Mater Process Technol 128:7–18.
161. Sun S, Chen J (1996) An index system for modular fixture design: applied to case-based

- reasoning. Int J Prod Res 34:3487– 3497.
162. Sun S, Chen J (2007) Knowledge representation and reasoning methodology based on CBR algorithm for modular fixture design. J Chin Soc Mech Eng 28:593–604.
 163. Chen GF, Sun YZ, Liu WJ (2006) Feature and parametric-based fixture case modification. In: 5th Int. Conf. Mach. Learn. Cybern. Dalian, China. pp 1465–1470
 164. Chen GF, Liu WJ (2002) Variant fixture design with CBR. In: Int. Conf. Mach. Learn. Cybern. Beijing, China. pp 1465–1469
 165. Chang HC, Dong L, Liu FX, Lu WF (2000) Indexing and retrieval in machining process planning using case-based reasoning. Artif Intell Eng 14:1–13.
 166. Bartholomew O, Alladin S, Lyu P (1989) A framework for a rule-base expert fixturing system for face milling planer surfaces on a CAD system using flexible fixtures. J Manuf Syst 7:193–207.
 167. Darvishi A, Gill K (1988) Knowledge representation database for the development of a fixture design expert system. Proc IME B J Eng Manufact 202:37–49.
 168. Fuh J, Chang C, Melkanoff M (1993) An integrated fixture planning and analysis system for machining processes. Robot Comput Integr Manuf 10:339–353.
 169. Nnaji B, Alladin S, Lyu P (1988) A framework for a rule-based expert fixturing system for face milling planar surfaces on a CAD system using flexible fixtures. J Manuf Syst 7:193–207.
 170. Nnaji B, Alladin S (1990) E-CAFFS: an expert computer-aided flexible fixturing system. Comput Ind Eng 18:297–311.
 171. Wu Y, Rong Y, Chu T (1997) Automated generation of dedicated fixture designs. Int J Comput Appl Technol 10:213–235.
 172. Brost R, Goldberg K (1996) A complete algorithm for designing planar fixtures using modular components. IEEE Robot Autom 12:31–46.
 173. Wallack A, Canny J (1997) Planning for modular and hybrid fixture. Algorithmica 19:40–60.
 174. Nee A, Kumar A, Prombanpong S, Puah K (1992) A Feature-based classification scheme for fixtures. CIRP Ann 41:189–192.
 175. Mervyn F, Kumar A, Bok S, Nee A (2003) Development of an Internet-enabled interactive fixture design system. Comput Des 35:945–957.
 176. Kow T, Kumar A, Fuh J (2000) An integrated approach to collision-free computer-aided modular fixture design. Int J Adv Manuf Technol 16:233–242.
 177. Dai J, Nee A, Fuh J (1997) An approach to automating modular fixture design and assembly. Proc IME B J Eng Manufact 211:509–521.
 178. Cecil J (2004) TAMIL: an integrated fixture design system for prismatic parts. Int J Comput Integr Manuf 17:421–434.
 179. Ferreira PM, Kochar B, Liu CR, Chandru V (1985) AIFIX: An expert system approach to fixture design,. In: Proc. Int. Conf. ASME. Miami Beach, Florida, pp 73–82
 180. J. J. Bausch, Youcef-Toumi K (1990) Computer planning methods for automated fixture layout synthesis. Proc Manuf Int 90 1:225–232.

-
181. Guerra-Zubiaga DA, Young RIM (2006) A manufacturing model to enable knowledge maintenance in decision support systems. *J Manuf Syst* 25:122–136.
 182. Alvarado M, Rodriguez-Toral MA, Rosas A, Ayala S (2007) Decision making on pipe stress analysis enabled by knowledge-based systems. *Knowl Inf Syst An Int J* 12:255–278.
 183. R. Hunter (2004) Definición e integración de requisitos y funciones de fabricación en un sistema basado en el conocimiento (KBE) aplicado al diseño de utillajes de mecanizado. Universidad Politécnica de Madrid
 184. Hunter R, Vizan A, Perez J, Rios J (2005) Knowledge model as an integral way to reuse the knowledge for fixture design process. *J Mater Process Technol* 164:1510–1518.
 185. Bugtai N, Young RIM (1998) Information models in an integrated fixture decision support tool. *J Mater Process Technol* 76:29–35.
 186. Grabowick C, Knosala R (2002) The method of knowledge representation for a CAPP system. *J Mater Process Technol* 5805:1–9.
 187. Kakish J (2000) Toward the design and development of a knowledge based universal nodular jigs and fixture design. *J Intell Manuf* 11:381–401.

}