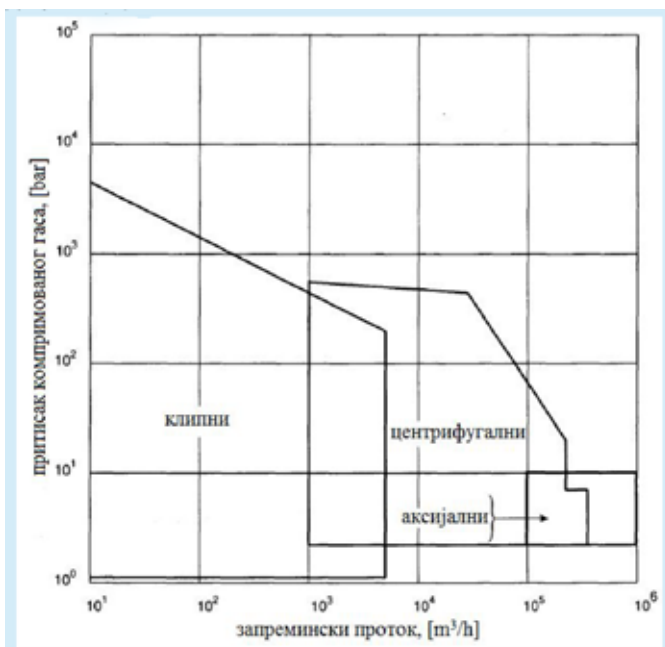


# Оптимизација клипних компресора у процесној индустрији

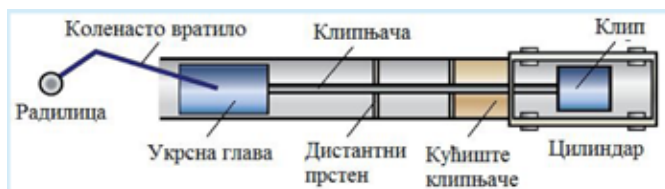
Зоран Стајић, Никола Танасић, Никола Карличић

**К**липни компресори су најчешће коришћени тип компресора у процесној индустрији. Веома су флексибилни и ефикасни, и обезбеђују широк спектар радних притисака (од неколико бара, до неколико хиљада бара) независно од густине гаса. Укупна инсталисана снага клипних компресора у свету је око два пута већа од инсталисане снаге центрифугалних компресора [1]. На слици 1 је приказан опсег примене клипних компресора у процесној индустрији.



**Слика 1.** Примена клипних и центрифугалних компресора [2]

Међутим, трошкови за одржавање клипних компресора су у просеку три пута већи од оних за центрифугалне (због потреба за одржавањем већег броја покретних делова).



**Слика 2.** Основни делови клипног компресора

На слици 2. су представљени основни делови клипног компресора. Клипни компресор сабија ваздух и друге гасове помоћу клипа кога погони радилица [1]

## Конструкција компресора

На слици 2 је приказан клипни компресор са основним деловима. Пажљивим избором куишта компресора могу се значајно побољшати његове перформансе. Клипњача која је смештена у куишту често утиче на проблеме у вези са поузданошћу клипних компресора, а куиште клипњаче често може бити и место цурења потенцијално опасних процесних гасова. Искуство показује да век трајања куишта клипњаче може бити продужен и до три пута, додатком одговарајућег премаза-облоге (волфрам-карбид се често користи као материјал за облагање клипњаче).

Код вишестепених клипних компресора обавезно је хлађење компримованог гаса у међухладњацима због тога што је температура компримованог гаса ограничена безбедносним прописима. Приликом хлађења гаса из њега се издваја влага а гас се затим шаље на следећи степен сабијања. У сваком степену сабијања учествују један или више цилиндара компресора. Оптимизацијом притиска гаса након сваког степена сабијања могу се смањити укупни експлоатациони трошкови компресора и пратеће опреме. Оптимизација се може извршити проценом инвестиционих и експлоатационих трошкова компресора и пратеће опреме за различите међустепенне притиске.

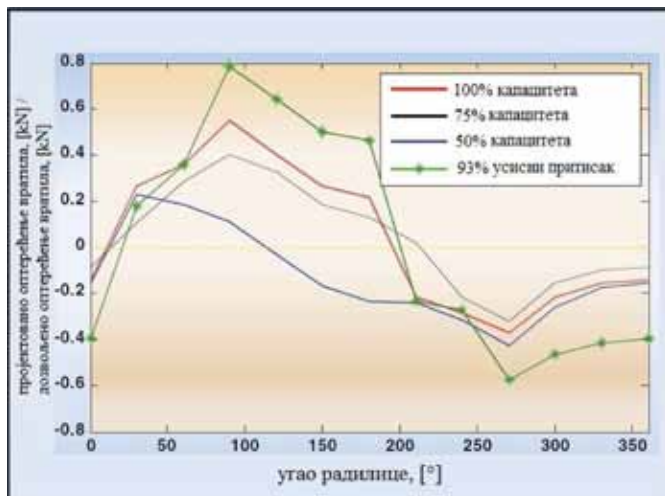
Међустепени притисци се повећавају током рада при делимичном оптерећењу (тј. при раду са смањеним протоком када је у функцији уређај за растеређење) док је притисак гаса на усисној грани компресора променљив. Код типичних конструкција клипних компресора, први степен сабијања се одвија у једаном или више цилиндара са штетним простором. Додатна посуда са вентилом који има on/off регулацију, може бити постављена након сваког цилиндра. Да би се избегао нежељени међустепени пораст притиска, треба размотрити могућност постављања додатних штетних простора на цилиндрима у првом степену и рад при делимичном оптерећењу коришћењем управљачког система компресора.

Правилним пројектовањем међустепених притиска, може се осигурати исправан рад упркос делимичном оптерећењу и варијацијама притиска на усису. Пројектовани међустепени притисци би требало да буду око 15% виши од међустепених притисака који су првобитно пројектовани за примене са уобичајним делимичним оптерећењем (као што су 25%, 50%, 75% и 100% од номиналног капацитета) и код којих се очекује да раде при промени притиска на усису од +/- 7%.

За одређене примене, клипни компресори морају бити пројектовани на тај начин да раде поуздано и поред значајних варијација усисног притиска, при чему морају да

обезбеде номинални пројектовани проток при захтеваном излазном притиску. Ови радни захтеви имају директан утицај на димензионисање компресора, а нарочито на постоље и рам компресора и потребну снагу мотора (на пример, смањење притиска на усису за 20% од нормалног захтева повећање снаге погонског електро мотора за 35% [3]).

На слици 3 су приказане криве оптерећења за коленасто вратило клипног компресора у индустрији прераде нафте. Варијације усисног притиска (у овом случају, смањење усисног притиска је око 7%) узрокују веће оптерећење коленастог вратила. Као опште правило, компресор треба да буде пројектован тако да максимално очекивано оптерећење коленастог вратила не пређе 80% од дозвољеног [1].



Слика 3.

Криве оптерећења коленастог вратила за један типични клипни компресор у процесној индустрији [1]

На слици је приказана промена оптерећење коленастог вратила у односу на један обртај радилице компресора (0÷360°). Појединачне криве показују оптерећење коленастог вратила при различитим радним условима, 50%, 75% и 100% од номиналног капацитета компресора, као и номинални проток са редукцијом притиска на усису од 7%, тј. рад при 93% од номиналног усисног притиска.

Као што је приказано на слици 3, оптерећење коленастог вратила, током једног обртаја радилице, мења знак из негативног у позитиван, а затим поново у негативан, да би се обезбедило правилно подмазивање механизма (нарочито осовинице укрсне главе). Период промене знака оптерећења не би требало да буде мањи од 15 степени од угла радилице. Највеће оптерећење коленастог вратила са супротним знаком не би требало да буде мање од 3% од стварног комбинованог оптерећења са супротним знаком. Ово је минимум захтева који би требало да буду задовољени у свим могућим радним условима.

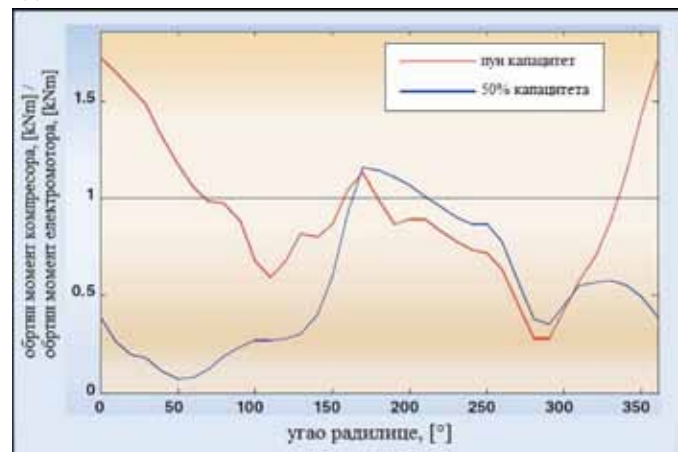
У многим случајевима, веће вредности периода промене знака и максимум оптерећења се узимају у обзир током пројектовања компресора да би се повећала поузданост. На слици 3, минимално трајање промене знака

оптерећења за коленасто вратило одговара капацитету од 50%, док период промене знака траје дуже од 70 степени.

У принципу, оптимална брзина за поуздан рад клипних компресора је око 350 о/мин. За компресоре снаге испод 400 kW, брзина реда 450 о/мин је одговарајућа. Међутим, за компресоре снаге испод 100 kW, прихватљиве су и веће брзине (чак и до 700 о/мин).

Подмазивање цилиндара и кућишта клипњаче је неопходно да би се продужио радни век компресора. Међутим, у неким случајевима користе се компресори без подмазивања. На пример у случајевима када постоји опасност од контаминације компримованог гаса уљем што није прихватљиво код неких технолошких операција.

За оптималан рад клипних компресора, неопходна је довољна инерција, коју обезбеђује замајцак, да би се регулисао момент клипа. На слици 4 је приказан обртни момент у односу на угао обртања радилице за један типични клипни компресор у нафтној индустрији. Црвена крива представљаја момент компресора за уобичајан рад при номиналном капацитету а плава при капацитету 50 % од номиналног.



Слика 4.

На слици је приказана промена обртног момента компресора представљена односом обртни момент компресора /обртни момент мотора, у току једног обртаја радилице компресора (0÷360°). Криве показују обртни момент компресора у два радна режима — 50% и 100% од номиналног капацитета [1].

Систем за континуалну регулацију капацитета користи хидраулички погоњени, прстенасти уређај за растерећење. Овај уређај отвара усисни вентил у току дела циклуса компресије при чему се постиже жељени капацитет.

Овај уређај за растерећење дејствује на усисне вентиле цилиндра и држи их отвореним у одређеном периоду током компресионог циклуса. Корисници би требало да обрате пажњу на то да овакви уређаји за растерећење могу узроковати оштећење заптивних елемента вентила и у том погледу су захтевнији за одржавање.

Систем за континуалну регулацију капацитета се препоручује за веће компресоре (преко 2 MW, када се

очекују велике варијације у раду). У овим случајевима се, услед природе процеса, интензивно користи континуална регулација (рад у опсегу 20–100% капацитета).

Вентили и уређаји за растерећење су узрок близу половине (око 45%) непредвиђених застоја у раду код клипних компресора, тако да избор вентила и уређаја за растерећење може имати знатан утицај на поузданост рада компресора. Многи сматрају да су аутоматски вентили цилиндра најкритичнији делови ових машина, јер су главни узрок многих непланираних застоја у раду. За велике компресоре (они који раде при релативно малим брзинама са великим степеном сабијања), треба најпре размотрити примену прстенастих вентила релативно великих пречника (преко 100 mm) у комбинацији са равним запорним растеретним вентилима, да би се избегли проблеми са прстенастим уређајима за растерећење. С обзиром да прстенасти вентили и равни запорни вентили за растерећење нису доступни за компресоре мањих капацитета (они који раде при већим брзинама), код таквих јединица се обично користе плочасти засуни.

Током рада, обртни делови компресора, погон и преносник се понашају као опруге везане у ред. Овај торзиони динамички систем може створити резонанцу (где се природна фреквенција поклапа са фреквенцијом побуде обртног момента). У редно везаним јединицама клипних компресора, увек постоји ризик од торзионе резонанце и хаварије услед замора (оштећење делова услед прекомерних цикличних оптерећења).

Спојнице које повезују погонски уређај са компресором могу бити подешене на тај начин да се избегне торзиона резонанција. Доступно је неколико могућих варијанти:

1. Директно, крута веза помоћу кованих прирубница (без спојнице) између погона и компресора,
2. Спојница високе торзионе крутости, али уз претходну торзиону анализу. С обзиром да су веријанте са спојницама ограничене, постоји могућност да се не пронађе одговарајућа спојница са неопходним торзионим карактеристикама и фактором експлоатације, нарочито за велике компресоре (преко 3 MW),

3. Еластична спојница (обезбеђује већу еластичност и пригушење, али може захтевати чешћи ремонт због еластичних делова којима је потребна чешћа замена).

Проблеми са торзионим вибрацијама најчешће настају услед недостатака опсежних торзионо-вибрационих анализа (вибро дијагностика), неогговарајуће примене и ремонта спојница (нарочито еластичних) и недостатака прикладног надзора. Као опште правило, пречник осовине електромотора би требало а буде једнак или већи од пречника клипне радилице (јер је кућиште радилице углавном исковано од челика веће чврстоће у односу на ротор мотора).

### Контрола стања

Контрола стања, када се изводи правилно, може се исплатити у том смислу да пружа помоћ руковоацу да уочи могуће неисправности у раду система у раној фази. Детаљана контрола стања би требало да обухвати проверу следећих параметара:

*Вибрације* (укључујући континуално праћење вибрација компресора и кућишта мотора, са могућношћу алармирања и прекида рада):

- У општем случају, сензори брзине су повољнији од сензора убрзања (због тога што мерене фреквенције више одговарају сензорима за мерење брзине). Најпогоднија конфигурација за постављање сензора брзине како за компресор тако и за мотор је да се постави по један сензор на сваки крај кућишта радилице, на половини удаљености од основе у линији са главним лежајем.
- Мерење убрзања укрсне главе (вођице) са могућношћу алармирања

*Мерење температуре:*

- Висока температура компримованог гаса на излазу из сваког цилиндра (алармирање и прекид рада)
- Температура клипњаче (аларм)
- Висока температура осовинице укрсне главе (аларм), само за релативно велике компресоре (3MW и веће)
- Високе температуре главног лежаја и лежаја мотора (аларм)
- Температура вентила (контрола)
- Температура уља изван склопа компресора (аларм)
- Висока температура воде у расхладном омотачу сваког цилиндра (аларм)

Осим тога, мерни сензори који су обично смештени испод клипњаче, омогућују алармирање, али не и прекид рада. Користе се за мерење положаја клипњаче и за одређивање степена хабања или неправилности у раду. Такви сензори могу веома брзо детектовати проблеме, као што су извијање клипњаче, пукотине на клипњачи, прелом укрсне главе или чак продор течности у цилиндар.

### Побољшање одржавања

Да би се омогућило редовно одржавање, монтажа сваког клипног компресора мора бити таква да обезбеди прикладан приступ целокупном компресорском систему, нарочито цилиндрима. Конкретно, мора се обезбедити довољно места и адекватан простор за рад да би се омогућло комплетно повлачење клипа, демонтажа хладњака, као и простор за одлагање (због самог ремонта, демонтаже делова и поправке).

Слично томе, потребно је правилно изабрати три карактеристике кранске дизалице: Укупан капацитет дизалице (за подизање делова ради рутинског прегледа), укупна радна носивост дизалице (да би се обезбедило да се могу подићи најтежи делови, обично мотор, током генералног прегледа), и највећа инсталисана носивост дизалице (компресор са носећом конструкцијом -постољем).

За типични редно спрегнути компресор снаге 7 MW према стандарду API 618 који се користи у системима за прераду нафте, капацитети споменутих кранова би требало да буду око 11t, 55t и 100t а потребна висина крана би требало да буде око 12m.

Сваки пут када је компресор потребно зауставити на дужи временски период, требало би га једном недељно покренути за четвртину хода клипа, користећи уређај који

постепено покреће компресор да би се избегло блокирање и други проблеми који се често јављају током дужих прекида у раду клипних компресора. Ручни покретачки механизам се може користити код малих компресора. Пнеуматски покретачки механизам је неопходан код компресора снаге преко 750 kW.

За веће компресоре (2 MW и више), ови уређаји су често неопходни да би се извело рутинско одржавање клипних компресора. Овај алат се не може једноставно набавити; мора бити специјално конструисан и израђен за одређени тип машине:

- Алат за скидање лежаја
- Алат за извлачење клипа
- Алат за скидање вентила
- Алат за подешавање клипа
- Хидраулични систем за заптивање
- Алат за склапање/монтажу укрсне главе (вођице)
- Специјални алати за подизање
- Алати за монтажу преградних плоча
- Алат за заптивне прстенове (карике)

При одржавању механичких делова компресора, битно је водити рачуна о следећим критеријумима:

- Зазор цилиндра са спољашње стране би требало да буде око 4–6 mm, а са унутрашње око 2–4 mm.
- Лежајеви, клипњаче, лежајеви коленастог вратила и укрсне главе би требало да буду одржавани на температури од 85°C, а осовиница укрсне главе, на око 90°C
- Ниво вибрација кућишта радилице не би требало да пређе 100 микрона, а очекивани ниво вибрација за цилиндар би требало да буде око 150 микрона
- Такође би требало редовно контролисати лежајеве, заптивне прстенове (карике) и улежиштења на клипу.

## Помоћна средства и опрема

Што се тиче помоћних средства и опреме, оптимална конфигурација подразумева постављање локалног управљачког панела у близини постоља компресора (око 250 mm), на самостојећем раму као би се умањила могућност оштећења услед вибрација.

Систем за подмазивање би требало да има најмање две пумпе, капацитета који је за 20% већи од максималног потребног протока уља за подмазивање компресора. Такође је потребано предвидети или посуду за уље постављену изнад компресора (суд од нерђајућег челика који омогућава да уље природном циркулацијом подмазује компресор у случају да обе пумпе откажу) или пумпу за уље која се покреће преко радилице компресора. Такође су неопходни двоструки растављиви добошаста хладњаци уља, двоструки замењиви филтери уља и цевоводи од нерђајућег челика за транспорт уља.

Не би смело да се дозволи акумулирање течности унутар цилиндра компресора. За сваку примену потребно је обезбедити разделник гаса на усису са дренажним водом. Он треба да буде димензионисан у зависности од потребног времена задржавања и брзине струјања гаса, а ако је потребно треба предвидети и хватач нечистоћа. Овај

уређај може да буде део система за контролу пулзација. Да би се пулзације контролисале, један вертикални суд се понекад користи уједно и као разделник и као суд за пригушење пулзација, али се ово не препоручује због тога што се вертикални суд за пригушење пулзација повезује са компресором преко релативно дугих цевовода што може узроковати динамичке проблеме. Слично томе, понекад су захтеви за пригушењем пулзација и сепарацију течности на усису супротстављени, па овакав приступ спрезања није пожељан. Овакав систем се може применити само код малих компресора, испод 250kW, при раду са гасовима мање густине, нпр. густине мање од густине азота.

Системи са расхладном водом се обично користе за хлађење клипних компресора, да би се избегло прегревање и побољшала стабилност и поузданост машине. Приликом пројектовања расхладног система, улазни податак је ослобођена количина топлоте. Затим се мора одредити очекивани пораст температуре. Улазна температура расхладне воде би требало да буде између 6°C и 16°C изнад улазне температуре гаса. Следеће ставке се морају узети у обзир при одабиру пумпе за довод расхладне воде до цилиндара и кућишта компресора:

- Узимајући у обзир нагиб радне криве пумпе, изабрана радна тачка не би требало да буде у равном делу радне криве, већ у делу где је нагиб радне криве довољан за правилан рад пумпе.
- Траба да постоји сталан пораст од одабране радне тачке до тачке гашења.
- Такође би требало предвидети гашење пумпе при прекорачењу притиска изнад задате радне тачке (пожељно 10%, а минимално 6%).

Приликом пројектовања расхладног система за сваки клипни компресор потребно је предвидети резерву у протоку расхладног флуида. Резерва је неопходна да би систем могао правилно да ради у ситуацијама које одступају од нормалног рада када се може јавити потреба за додатним расхладним капацитетом ради уклањања вишка топлоте. Препоручена резерва у капацитету пумпе за расхладни флуид је 10÷25% (тј., предвидети капацитет пумпе 10÷25% већи од потребног).

Корисници би требало да размотре судове за пригушење пулзација прикладне величине због пригушења евентуалне резонанце пулзација настале у цевоводима, уместо коришћења пригушних уређаја, као што су, бленде, пригушнице, итд. Акустична провера би се требала да се спроведе током пројектовања компресорског система, како би се гарантовале све очекиване комбинације притисака, брзине и степена оптерећења.

Препоручене границе пулзација су у опсегу 85÷95% од граница препоручених према стандарду API 618 да би се обезбедила резерва (5–15% од граничних вредности препоручених према API 618) а тиме смањио ризик у току изградње и монтаже, и успешно превазишли сви непредвиђени проблеми и одступања. Слично томе, судови за пригушење пулзација се у главном производе пре израде пројекта повезивања цевовода и пратеће опреме тако да би требало предвидети довољно резерве да би се елиминисали

сви потенцијални проблеми у раду.

За скоро се примене, препоручују се хоризонтални сабирници и разделници за компримовани ваздух. Велика удаљеност између вертикалних судова за пригушење пулзација и компресора повећава вероватноћу проблема са пулзацијама.

### Побољшање перформанси (радних карактеристика)

Највећа дозвољена температура компримованог гаса за све клипне компресоре према стандарду API 618 за примену у процесној индустрији, не сме прећи 150°C, и 135°C код гасова богатих водоником. Генерално, показало се да температуре компримованог гаса испод 118°C продужавају радни век деловима који се хабају.

Када се ради о оптималним вредностима пада притиска у пригушницама пулзација и уређајима зарастерећење, највећи пад притиска је 1% апсолутног притиска. Препоручени пад притиска за међухладњак је око 0,7 bar или 2% апсолутног притиска. Уколико се за пригушење пулзација користе бленде, требало би водити рачуна, нарочито када се ради о брзим, једноступеним компресорима да то може допринети значајном паду притиска.

Да би се боље пратили радни параметри клипних компресора, требало би размотрити следеће криве:

- Усисни притисак – оптерећење
- Усисни притисак – проток
- Притисак компримованог ваздуха – оптерећење
- Притисак компримованог ваздуха – проток
- Усисни притисак – притисак компримованог ваздуха, према степену оптерећења (за сваки степен смањења протока користећи уређаје за растерећење, уобичајено је 50%, 75%, 100%; 25% се ретко користи због могућих проблема са поузданошћу и подмазивањем компресора)

Споменуте криве обично показују минимални оствариви проток у односу на максимални оствариви проток у одређеним корацима повећања протока (нпр, 10%). (Дијаграм проток – притисак компримованог ваздуха за специфичне усисне притиске, може бити прихватљива алтернатива када су варијације усисних притисака ограничене). Разматрање нагиба предложених криви оптерећења може помоћи кориснику да брзо уочи која крива оптерећења (и где) је превише стрма. У оваквим ситуацијама, веома мале промене притиска, могу изазвати значајне промене у оптерећењу и протоку. Компресоре са стрмим кривама оптерећења је тешко аутоматизовати и подесити. Стога, стрме криве оптерећења обично указују на неправилно димензионисање цилиндара.

### Оптимални услови

Када се разматра један компресорски систем са клипним компресорима, апсолутно је неопходно имати најмање две технички прихваћене понуде квалификованих добављача. Мали и средњи компресори би требало да се испоручују потпуно састављени као батерија компресора на једном постољу (раму). Већи компресори се обично испоручују као систем готових склопова за монтажу

(укључујући кућиште радилице, дистантне делове, итд.) са демонтираним цилиндрима. Склопљени цилиндри се обично испоручују одвојено и монтирају се накнадно. Уобичајно је да добављачи обезбеде надзор за монтажу цилиндра у склопу договорене цене.

### Литература

- [1] **Almasi, A.**, *Optimizing Reciprocating Compressors for CPI Plants*, Chemical Engineering, vol. 117, no 13, pp 39-43, 2010.
- [2] **Sinnott, R.K.**, *Coulson&Richardson's Chemical Engineering, Volume 6 – Chemical Engineering Design*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 1999.
- [3] **Almasi, A.**, *Reciprocating Compressor Optimum Design and Manufacturing with respect to Performance Reliability and Cost*, World Academy of Science, Engineering and Technology 52, 2009.

### Аутори



**Зоран Стајић**, Emerson Climate Technologies GmbH, менаџер продаје за Источну Европу, Русију и Турску  
e-mail: zoran.stajic@emerson.com

Дипломирао и магистрирао на Катедри за термотехнику Машинског факултета у Београду, где је и радио као асистент на предмету Расхладни уређаји до 2004. Од тада ради посао менаџера продаје у области индустријског хлађења. Носилац лиценци за пројектовање и извођење термотехничких инсталација. Члан је неколико домаћих и иностраних струковних организација и њихових тела и комисија. Аутор или коаутор 5 књига и 33 научно-стручна рада, елабората или експертизе.



**Никола Танасић**,  
e-mail: ntanasic@mas.bg.ac.rs  
тел: 011/3302310

Дипломирао 2006. године на Машинском факултету Универзитета у Београду на одсеку за термотехнику. Од јула 2007. запослен као сарадник на катедри за процесну технику где је ангажован у настави из више предмета. Аутор је већег броја научних радова објављених на домаћим и међународним скуповима и часописима. Учествовао је на изради више техничких документација и пројеката које је финансирало Министарство за науку и технолошки развој.



**Никола Карличић**,  
e-mail: nikola.karlicic@gmail.com  
тел: 065/6056067

Студент завршне године Мастер студија, Машинског факултета у Београду, смер Процесна техника и заштита животне средине. Основне академске студије уписао 2006. године. 2009. године стекао звање - Инжењер машинства (В.Сс.) Стручну праксу обављао у ЈКП "Београдске електране" и компанији "Соко Штарк". Тренутно ради на изради завршног (Мастер) рада. Стипендиста Фонда за младе таленте Републике Србије.

Број налога:

Цртеж бр.

Спецификација опреме бр:

## КЛИПНИ КОМПРЕСОР СПЕЦИФИКАЦИОНИ ЛИСТ

Страна од

Јединична цена

Број ком.

Артикал бр.

Намена:	Произвођач		Модел		
Тип:	ВНР (o/min)		Врста флуида		
Флуид засићен са:	Средња молекула маса	Пројектована брзина (o/min)		Опсег брзине (o/min)	
<b>КОМПРЕСОР (Радни услови)</b>					
Број ступњева сабијања/Број цилиндара по ступњу			Коефицијент стишљивости флуида (1/Па)		
Класа или тип			Експонент квазистатичке адијабате флуида $\kappa=c_p/c_v$		
Пречник цилиндра (mm)			Специфична запремина флуида на усису ( $m^3/kg$ )		
Ход клипа (mm)			Запреминска ефикасност на усису (%)		
Пречник клипњаче (mm)			Врста усисног и потисног вентила		
Оптерећење клипњаче, радно/максимално (kN)			Дозвољени пад притиска између два ступња сабијања (bar)		
Запремински проток при једном ходу клипа (l/s)			Радни зазор (%)		
Дејство компресора (једноструко/двоструко)			Испитни притисак цилиндра (bar)		
Проток флуида на усису ( $m^3/h$ )			Димензија усисног цевовода и прирубнице (mm)		
Проток сувог компримованог флуида на потису ( $m^3/h$ )			Димензија потисног цевовода и прирубнице (mm)		
Притисак флуида на усису (bar)			Материјал цилиндра, клипњаче, главе и чауре компресора		
Температура на усису ( $^{\circ}C$ )			Тип уљне пумпе		
Притисак компримованог флуида (bar)			Тип уређаја за растерећење		
Температура компримованог флуида ( $^{\circ}C$ )			Маса компресора (kg)		
Степен сабијања компресора			Неуравнотежене силе		
<b>ПОГОН КОМПРЕСОРА</b>					
Тип	Произвођач		Снага		Број обртаја (o/min)
Напон (V)	Број фаза		Фреквентна регулација брзине		Рам/носач
Врста спојнице/преноса			Коеф. ефикасности преноса (V)		
Пара	Улазни притисак и температура паре (bar) ( $^{\circ}C$ )		Излазни притисак и температура паре (bar) ( $^{\circ}C$ )		Проток паре (kg/h)
Гориво	Врста горива		Доња топлотна моћ (kJ/kg)		Потрошња горива при номиналном оптерећењу (kg/h)
<b>РАСХЛАДНИ СИСТЕМ</b>					
Тип	Температура расхладне воде ( $^{\circ}C$ )			Притисак расхладне воде (bar)	
Хладњак цилиндара	Снага хладњака (kW)	Улазна темп. ( $^{\circ}C$ )	Излазна темп. ( $^{\circ}C$ )	Проток воде (kg/h)	Пад притиска (bar)
Хладњак уља за подмазивање	Снага хладњака (kW)	Улазна темп. ( $^{\circ}C$ )	Излазна темп. ( $^{\circ}C$ )	Проток воде (kg/h)	Пад притиска (bar)
<b>НАПОМЕНЕ</b>					
Оверио	Проверио	Одобрио	Ревизија	Ревизија	Ревизија
Датум					