

# Oblici energija kapljevine pumpnih postrojenja dinamičkih turbopumpi s radijalnim rotorima

## *Forms of energy liquid pumping plant dynamic turbopump with radial impellers*

Igor Župancić, dipl. ing.

### SAŽETAK

Ovaj članak ukratko obrađuje oblike energija kapljevito-  
tog fluida pri radu pumpnih postrojenja dinamičkih pum-  
pi s radijalnim rotorima. One su za vatrogasnu upotrebu  
normirane i mogu biti trajno ugrađene na vatrogasna vo-  
zila ili su izvedene kao motorne pumpe. Oblici energija ka-  
pljevine promatrani su sa stajališta podtlaka i pretlaka koji  
mogu biti na ulaznoj strani pumpe te isto tako sa stajališta  
potencijalne energije kapljevine, odnosno energije tlaka  
koju kapljevina ima na tlačnom izlazu. Pri izražavanju  
različitih oblika energija kapljevine uvažavani su osnovni  
zakoni mehanike kapljevito-  
tog fluida te zakon o očuvanju  
energije koji se primjenjuje na fluide u kapljevitom stanju.

Ključne riječi: energija, pumpe, vatrogasna vozila

### Summary

*This tekst covers fluid energy shape which uses in pump  
system. A pump is machine that imparts energy to a liqu-  
id to increase its pressure and move it from one point to  
another. There are many pump classification. One classifi-  
cation is according to the method energy is imparted to the  
liquid: kinetic energy, or positive displacement. A centrifugal  
pump is of kinetic energy type because it imparts energy to  
a liquid by means of centrifugal force produced by a rotating  
impeller. Displacement pumps are of lower flow range and  
have pulsating flow rate. Centrifugal pump is rotodynamic  
pump that uses a rotating impeller to increase the pressure  
of liquid. They are commonly used to move liquids throu-  
gh a piping system. The liquid enters to the pump impeller  
along or near to the rotating axis and is accelerated bay the  
impeler, flowing radially outward into diffuser or volute  
chamber (casing), from where it exist into the downstream  
piping system. Like most pumps, a centrifugal pumps con-*

verts mechanical energy from a motor to energy of a moving fluid (liquid). Some of energy goes into kinetic energy of liquid motion and some into potential energy, represented by a liquid pressure or by lifting the liquid against gravity to higher level. The two major components of a centrifugal pumps are impeller and the casing in which it rotates. The transfer of energy from mechanical rotation of the impeller to the motion and pressure of the liquid is usually described by means of centrifugal force. Power from the driver, which is an electric motor, a diesel engine or a steam turbine (not for firefighting use) is transmitted to the pump through the shaft, rotating the impeller at high speed. In the modern centrifugal pump, most of the energy conversation is due to the outward force that curved impeller blades impart on the liquid. Invariability, some of the energy also pushes the liquid into a circular motion, and this circular motion can also convey some energy and increase the pressure at the outlet. The pumps are identified by the direction of the flow through impeller, with refernce to the axis of rotation. The total head of the pump is the energy imparted to the liquid as it passes through the pump. It may be expressed in various units of pressure, but for fire protection it's generally given in units for pressure-bar or in units for long-m. The total head is calculated by subtracting the energy in the incoming fluid from the energy in the discharging liquid. Neto positive suction head (NPSH) is the pressure head that causes liquid to flow through the suction pipe and fitting into the eye of a pump impeller. The pump itself has no ability to 'lift' and the suction pressure depends on the nature of the supply. There are a two kinds of NPSH to consider. Pump NPSH is a function of the pump design and varies with the capacity and speed of any pump and with the design of different pumps. Available NPSH is a function of the system in which the pump operates and can be calculated readily. When the water source is above the pump, available NPSH is equal atmospheric pressure plus static head on suction minus friction and fitting losses in suction pipping minus vapor pressure of liquid. For any pump installation, the available system NPSH must be equal or greater than the pump NPSH at the desired operating condition. Pumps suppliers set the NPSH required ( $NPSH_R$ ) for a given pump. The ( $NPSH_R$ ) takes into account any potential head losses that might occur between the pump's suction nozzle and impeller, thus ensuring that the liquid doesn't drop below it's vapour pressure.

Keywords: energy, pumps, fire trucks

## UVOD

### *Introduction*

Pumpe su mehanički uređaji odnosno strojevi pomoću kojih se kapljeviti fluid transportira ili dobavlja na neku višu razinu ili u područje većeg tlaka. One se danas upotrebljavaju u različite svrhe, a možemo ih podijeliti prema više različitih kriterija. Međutim, najčešća podjela pumpi temelji se na principu prema kojem se rad neke pumpe pretvara u energiju kapljevine. U tom smislu pumpe se razvrstavaju u dvije osnovne grupe: dinamičke i volumenske pumpe. Princip rada dinamičkih pumpi zasniva se na prijenosu kapljevine koji se temelji na djelovanju sila koje na kapljevinu djeluju u prostoru koji je neprekidno povezan s ulaznim i izlaznim cjevovodima pumpe. Za razliku od dinamičkih, u volumenskim pumpama prijenos kapljevine zasniva se na periodičkim promjenama volumena prostora što ga kapljevina zauzima u pumpi. Taj volumen prostora povremeno se i naizmjenično povezuje s ulaznim i tlačnim cjevovodima pumpe. Kućište dinamičkih pumpi neprekidno je ispunjeno kapljevinom zbog čega ona iz ulaznog cjevovoda neprekidno ulazi u kućište pumpe koja joj predaje energiju. Nakon kućišta pumpe kapljevina dalje odazi u tlačni cjevovod. Dinamičke pumpe se prema načinu djelovanja mogu razvrstati u dvije osnovne grupe. U prvu grupu spadaju turbopumpe, a u drugu pumpe koje rade na principu posebnih hidrodinamičkih učinaka.

Pod turbopumpama podrazumijevamo sve pumpe koje u svom radu fluidu predaju energiju prema Eulerovim zakonima za turbostrojeve. Uobičajen i vrlo čest naziv za turbopumpe je centrifugalna pumpa. To je točno za pumpe koje u svom kućištu imaju ugrađene radijalne rotore. Međutim, naziv centrifugalna pumpa nije potpuno adekvatan za sve turbopumpe upravo zbog toga što se u kućište pumpe mogu ugraditi i aksijalno izvedeni rotori. Dakle, s obzirom na konstrukcijsku izvedbu rotori turbopumpi mogu biti radijalni, dijagonalni (poluradijalni ili poluaksijalni) te aksijalni. Ukoliko bismo sagledali sasvim općenitu upotrebu turbopumpi, moglo bi se reći da turbopumpe s radijalnim rotorima ipak imaju najveću primjenu. Da bi dinamička turbopumpa predala energiju kapljevini potrebno joj je osigurati određenu vanjsku energiju kao pogonsku energiju pumpe. Zbog toga pumpe za svoj pogon koriste pogonske motore. Kao pogonski motori turbopumpi uglavnom se upotrebljavaju motori s unutarnjim izgaranjem ili elektromotori.

## DINAMIČKE TURBOPUMPE S RADIJALNIM ROTORIMA - *Dinamical turbopumps with radial impeller*

Radni prostor dinamičkih turbopumpi uvijek je ispunjen kapljevinom. Zbog toga se energija koju razvija pumpa, kapljevini predaje u kućištu pumpe. Kućište centrifugalne pumpe povezano je sa ulaznim i izlaznim cjevovodom pumpnog postrojenja. Oblik i izvedba kanala unutar kućišta centrifugalne pumpe mogu biti takvi da doprinose promjenama tlaka i brzine strujanja kapljevine kroz pumpu. Kada govorimo o dinamičkim turbopumpama, kućište pumpe može biti izvedeno kao spiralno kućište ili kao difuzijsko kućište s ugrađenim statorskim lopaticama.

Slika 1. Kućišta centrifugalne pumpe

Figure 1. Centrifugal pump cases

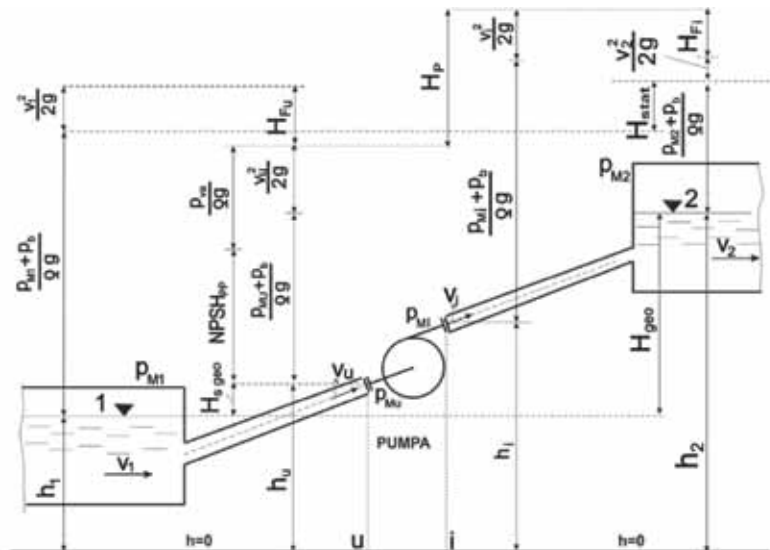


Prijenos energije dinamičke turbopumpe s radijalnim rotorima kapljevini zasniva se na pojavi centrifugalne sile u lopatici radijalnog rotora pumpe. Oblik ukupne energije kapljevine na izlazu pumpe ovisi o njenim uvjetima rada. Naime, objektivno gledajući za koristan rad pumpnog postrojenja na izlazu pumpe potrebno je osigurati određene oblike, kako kinetičke, tako i potencijalne energije kapljevine. Suprotno tome, ukoliko se ukupna energija kapljevine na tlačnom izlazu pumpe javlja isključivo u obliku potencijalne energije, to može biti izuzetno štetno za rad pumpe. Ukoliko bi, međutim, ukupna energija kapljevine u nekom pumpnom postrojenju na njenom izlazu najvećim dijelom bila u obliku kinetičke energije, a vrlo malim dijelom u obliku potencijalne energije, takav režim rada ne bi bio štetan za rad pumpe. Bio bi pogodan samo za određene specifične potrebe i uvjete rada pumpe i to

u slučaju potrebe velikih volumnih protoka. Da bi radni dijelovi dinamičke turbopumpe, dakle lopatice rotora i difuzori kućišta pumpe, neprekidno povećavali energiju kapljevine osovina pumpe mora od pogonskog stroja koji pokreće pumpu stalno primati energiju. Dakle pogonska snaga pumpe ( $P_p$ ) je snaga koja se od pogonskog stroja pumpe prenosi direktno na pumpu. S obzirom na vrstu pogonskog stroja koji pokreće pumpu, to je ona snaga koja se posredstvom spojke s koljenastog vratila pogonskog motora s unutarnjim izgaranjem, ili s osovine elektromotora, prenosi na osovinu pumpe. Međutim, sa stanovišta analize dinamike fluida mnogo važnija je korisna hidraulička snaga ( $P_Q$ ). To je snaga koju centrifugalna pumpa u pumpnom postrojenju predaje kapljevini. Pogonska snaga pumpe ( $P_p$ ) je mehanička snaga na spoju pumpe i ona je za određeni iznos gubitaka uvijek veća od korisne hidrauličke snage ( $P_Q$ ). Odnos između pogonske snage pumpe i korisne hidrauličke snage izražava se stupnjem iskoristivosti ( $\eta_p$ ).

### BERNOULLIJEVA JEDNADŽBA PUMPNOG POSTROJENJA - *Bernoulli equation for pumps system*

Promatramo li neko općenito pumpno postrojenje, u njemu se iz nekog spremnika kroz ulazni cijevovod kapljevina doprema do pumpe, prolazi kroz pumpu, odlazi prema izlazu pumpe i dalje prolazi izlaznim cjevovodom pumpnog postrojenja. Ovisno o uvjetima rada pumpnog postrojenja energija tlaka kapljevine na ulazu pumpe može biti pozitivna ili negativna. Prolaskom kapljevine kroz pumpu u kućištu pumpe kapljevini se povećava ukupna mehanička energija. Dakle prolazeći pumpom specifična energija kapljevine bit će povećana. Ta promjena specifične energije kapljevine pri prolazu kroz pumpno postrojenje opisuje Bernoullijeva jednadžba. Bernoullijeva jednadžba se zapravo zasniva na zakonu o očuvanju energije koji se između ostalog može primijeniti i u mehanici fluida. Promatrajući tako bilo koju točku cjevovoda pumpnog postrojenja, Bernoullijeva jednadžba ukazuje da je suma svih energija kapljevine uvijek ista. Ukupna energija kapljevine pumpnog postrojenja sadržana je kroz njenu kinetičku energiju, potencijalnu energiju i energiju tlaka. S obzirom na te tri energije kapljevine Bernoullijeva jednadžba može se iskazati na tri različita načina.



Slika 2. Specifične energije pumpnog postrojenja

Figure 2. Specific energies pump system

Promatrajući tako ukupnu energiju kapljevine u nekom pumpnom postrojenju između dvije točke (1) i (2) (Slika 2.), jedan od mogućih oblika modificirane Bernoullijeve jednadžbe može se izraziti pomoću izraza (I):

$$(I) \quad \frac{P_{M1} + P_b}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 + Y_p = \frac{P_{M2} + P_b}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2 + Y_F$$

U ovom izrazu  $P_M$  predstavlja manometarski tlak kapljevine,  $\rho$ -gustoću kapljevine,  $g$ -gravitaciju sile teže,  $v$ -brzinu strujanja kapljevine,  $h$ -geodetsku visinu,  $Y_p$ -specifičnu energiju dobave pumpe, a  $Y_F$ - zbroj specifičnih energija svih gubitaka, tj. gubitaka zbog strujanja kapljevine kroz sustav cjevovoda od točke (1) do točke (2) (Slika 2.). Svaki član ovako izražene Bernoullijeve jednadžbe predstavlja specifičnu energiju, odnosno energiju po jedinici mase kapljevine ili snagu po jedinici masenog protoka. Specifična energija dobave pumpe ( $Y_p$ ) predstavlja povećanje specifične energije kapljevine pri prolazu kroz pumpu, a ono odgovara razlici specifične ukupne mehaničke energije kapljevine na izlazu ( $Y_i$ ) i na ulazu pumpe ( $Y_u$ ). Specifičnu energiju dobave pumpe možemo izraziti pomoću izraza (II):

$$(II) \quad Y_p = Y_i - Y_u = \left( \frac{P_{M1} + P_b}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 \right) - \left( \frac{P_{Mu} + P_b}{\rho} + \frac{v_u^2}{2} + gh_u \right)$$

Budući da se kapljevine smatraju nestlačivim fluidom, gustoća kapljevine jednaka je u bilo kojoj točki cjevovoda. Iz toga proizlazi da je vrijednost gustoće kapljevine promatrane u pumpnom postrojenju sa stanovišta različitih mjernih točaka ista,  $\rho_u = \rho_i = \rho$ .

Drugi oblik modificirane Bernoullijeve jednadžbe između točaka (1) i (2) (Slika 2.) može se izraziti tako da specifičnu energiju kapljevine pumpnog postrojenja iskažemo pomoću karaktera visine. U takvom obliku Bernoullijeve jednadžbe svaki član jednadžbe predstavlja energiju po jedinici težine kapljevine ili snagu po jedinici težinskog protoka. Bernoullijeva jednadžba izražena na takav način ima oblik (III):

$$(III) \quad \frac{P_{M1} + P_b}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 + H_p = \frac{P_{M2} + P_b}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 + H_F$$

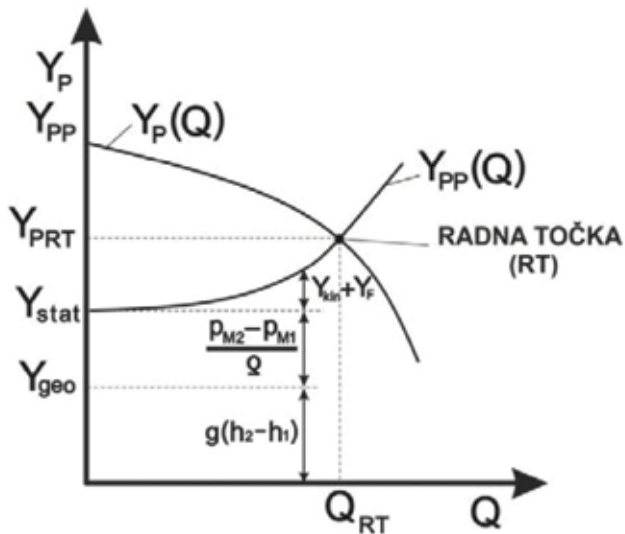
U navedenoj Bernoullijevoj jednadžbi  $H_p$  predstavlja visinu dobave pumpe, a  $H_F$  visinu gubitaka. Simboli  $Y$  za specifičnu energiju i  $H$  za visinu energije propisani su međunarodnom normom ISO te isto tako i normama DIN i BS. Visina dobave pumpe jedna je od karakteristika pumpi koje su važne za određivanje radne točke pumpe. U praksi se mnogo češće govori o visini dobave pumpe nego o njenoj specifičnoj energiji dobave. Razlog tome je što se visina dobave pumpe može jednostavnije iščitati iz mjernih uređaja pumpe, uzevši u obzir da se energija tlaka kapljevine može poistovjetiti s njenom potencijalnom energijom. Ovo posebno dolazi do izražaja tijekom promatranja uvjeta rada pumpe u pumpnom postrojenju, analiziranja npr. nazivne radne točke pumpe, a također i tijekom njenog periodičkog ili tipnog ispitivanja. Treći mogući modifikirani oblik Bernoullijeve jednadžbe je takav da specifičnu energiju pumpnog sustava iskažemo karakterom tlaka. U ovom slučaju svaki član Bernoullijeve jednadžbe predstavlja energiju po jedinici volumena.

Svaka pumpa promatrana u pumpnom postrojenju tijekom svog rada ostvaruje određene izlazne karakteristike odnosno ima specifičnu energiju pumpe ( $Y_p$ ) kao funkciju volumnog protoka kapljevine ( $Q$ );  $Y_p = Y_p(Q)$ , (Slika 3.). Isto tako, svako pumpno postrojenje ima svoju karakteristiku zahtijevane specifične energije pumpnog postrojenja ( $Y_{pp}$ ) kao funkciju istog volumnog protoka ( $Q$ ) kojim kapljevine protječe;  $Y_{pp}(Q) = Y_{stat} + Y_{kin}(Q) + Y_F(Q)$ , (Slika 3.). To znači da pri radu pumpe u pumpnom postrojenju postoji radna točka u kojoj su specifična energija i volumni

protok pumpe i pumpnog postrojenja isti. Iz toga proizlazi da se radna točka pumpe može dijagramski prikazati na sljedeći način (Slika 3.).

Slika 3. Radna točka pumpe

Figure 3. Pumps working point



Sjecištem krivulja pumpe i pumpnog postrojenja dobije se položaj radne točke u dijagramu prikazanom na slici 3. Izjednačavanjem specifičnih energija pumpe i pumpnog postrojenja dobivamo:

$$(IV) \quad Y_p = Y_{pp}(Q) = Y_{stat} + Y_{kin}(Q) + Y_f(Q)$$

Poznato je da ovisno o uvjetima rada pumpnog postrojenja, energija kapljevine na ulazu pumpe može biti iskazana stanjem podtlaka ili pretlaka. Ti tlakovi kapljevine su manometarski tlakovi i oni pokazuju za koliko je stvarni tlak kapljevine u toj točki pumpnog postrojenja različit od barometarskog tlaka. Ulazni manometarski tlakovi kapljevine očitavaju se na mjernom uređaju pumpe. Ukoliko taj mjerni uređaj ima pozitivno i negativno mjesto područje u odnosu na barometarski tlak, tada se on naziva manovakuummetar. Kod dinamičkih turbopumpi koje se upotrebljavaju u vatrogasne svrhe, i koje su normirane važećim europskim i hrvatskim nacionalnim normama za mjerenje stanja energije kapljevine, na ulazu pumpe uvi-



jek se ugrađuje manovakuummetar. Centrifugalne pumpe koje se upotrebljavaju u vatrogasne svrhe i koje su u skladu s važećim normama mogu imati jedan ulaz u pumpu. Bez obzira na stanje kapljevine na ulazu pumpe, ukupna mehanička energija kapljevine prolazeći kroz pumpu bit će povećana. To je cilj, a i osnova rada pumpe u pumpnom postrojenju. Međutim sa stanovišta uvjeta rada centrifugalne pumpe, u isti broj okretaja rotora pumpe te uz iste uvjete potrošača svakako je povoljniji uvjet rada ukoliko je na ulazu pumpe stvarni tlak kapljevine veći od barometarskog tlaka. Za trajni i kvalitetan rad pumpe na njejoj ulaznoj strani potrebno je osigurati određenu specifičnu energiju kapljevine. Ta energija kapljevine održavat će radni fluid potpuno u kapljevitoj fazi te spriječiti pojavu kavitacije u kućištu pumpe. Kavitacija je štetna za radnu karakteristiku pumpe i za njene mehaničke dijelove. U tu svrhu za pumpu i pumpno postrojenje definiraju se neto-pozitivna usisna energija pumpe ( $Y_{uP}$ ) i neto-pozitivna usisna energija pumpnog postrojenja ( $Y_{uPP}$ ). Neto-pozitivna specifična usisna energija pumpnog postrojenja ( $Y_{uPP}$ ) predstavlja zbroj specifične energije apsolutnog tlaka ( $p_{Mu} + p_b$ )/ $Q$  i specifične kinetičke energije kapljevine  $v_u^2/2$  na najvišoj točki ulaza u pumpu umanjen za specifičnu energiju apsolutnog tlaka isparavanja kapljevine  $p_{va}/Q$ . Dakle u lopatici radialnog rotora pumpe nužno je izbijeći promjenu stanja kapljevito fluida u njegovu parnu fazu. Iz toga proizlazi:

$$(V) \quad Y_{uPP} = g(NPSH)_{PP} = \frac{p_{Mu} + p_b - p_{va}}{Q} + \frac{v_u^2}{2} \\ = \frac{p_{M1} + p_b - p_{va}}{Q} + \frac{v_1^2}{2} - g(h_u - h_1) - Y_{FL}$$

NPSH predstavlja neto-pozitivnu usisnu visinu pumpnog postrojenja ( $H_u$ ), a  $Y_{Fu}$  iznos energije gubitaka uslijed strujanja fluida u usisnom cjevovodu. Analogno tome, neto-pozitivna specifična usisna energija pumpe minimalna je vrijednost zbroja specifične energije apsolutnog tlaka na ulazu pumpe ( $p_{Mu} + p_b$ )/ $Q$  i specifične kinetičke energije kapljevine  $v_u^2/2$  na najvišoj točki poprečnog presjeka ulaza u pumpu umanjenog za specifičnu energiju apsolutnog tlaka isparavanja kapljevine  $p_{va}/Q$  pri kojoj centrifugalna pumpa može trajno raditi u uvjetima nazivnog broja okretaja ro-

tora pumpe ( $n_N$ ) uz ostvarivanje nazivnog volumnog protoka ( $Q_N$ ) ili uz nazivnu specifičnu energiju dobave pumpe ( $Y_{PN}$ ). Neto-pozitivna specifična energija pumpe može se iskazati sljedećom jednadžbom (VI):

$$(VI) \quad Y_{uP} = g H_{uP} = \left( \frac{p_{M_u} + p_b - p_{va}}{\rho} + \frac{v_u^2}{2} \right)_{min}$$

Neto pozitivnu usisnu visinu (NPSH) možemo promatrati s dvije osnove i to kao raspoloživu neto pozitivnu usisnu visinu ( $NPSH_A$  - eng. available) i zahtijevanu neto pozitivnu usisnu visinu ( $NPSH_R$  - eng. required).  $NPSH_A$  predstavlja apsolutni manometarski tlak na usisnoj strani pumpe, a  $NPSH_R$  predstavlja minimalni zahtijevani tlak na usisnoj strani pumpe koji pumpu održava bez pojave kavitacije u kućištu pumpe.  $NPSH_A$  je zapravo funkcija pumpnog postrojenja i ona kao veličina mora biti proračunata od strane konstruktora pumpnog postrojenja odnosno proizvođača pumpe. Da bi pumpa u pumpnom postrojenju mogla raditi bez pojave kavitacije, iznos  $NPSH_A$  mora biti veći od  $NPSH_R$ . Kavitacija pumpe događa se pri radu pumpe kada tlak kapljevine na ulazu pumpe padne ispod tlaka para kapljevine. Parni mjehurići se oblikuju na ulazu pumpe i prolazeći kroz pumpu kreću se do izlaza pumpe gdje se raspadaju. Na taj način oni sa sobom odvede odlomljene vrlo male metalne dijelove unutrašnjosti pumpe. Kavitacija pumpe vrlo često je popraćena jakim bukom unutar pumpe opisanom poput brušenja, zatim gubitkom kapaciteta pumpe jer parni mjehurići u lopatici radijalnog rotora i kućištu pumpe zauzimaju prostor kapljevine te isto tako i rupičastim oštećenjima dijelova pumpe kao što su materijali odstranjeni raspadom parnih mjehurića. Sa stanovišta energije kapljevine na ulaznoj strani pumpe ovo je vrlo važno.

Kada promatramo rad pumpnog postrojenja dinamičke turbopumpe koja se upotrebljava u vatrogasne svrhe zapravo promatramo njegovu geodetsku usisnu visinu pumpe ( $H_{u\text{geo}}$ ). Ona predstavlja geodetsku razliku između središta rotacije ulaza prvog rotora centrifugalne pumpe i razine vode na usisnoj strani u uvjetima barometarskog tlaka ( $p_b$ ) od 1013 mbara i temperature kapljevine ( $t$ ) od +4 °C. Za potrebe ispitivanja takvih dinamičkih turbopumpi u slučaju odstupanja barometarskog tlaka i temperature kapljevine u obzir se uzima ispravljena (korigirana) geodetska usisna visina pumpe ( $H'_{s\text{geo}}$ ). Ona se izražava na sljedeći način:

$$(VII) \quad H'_{u\text{geo}} \text{ (m)} = H_{u\text{geo}} - 10,25 + 0,0102 (p_b - p_{va})$$

pri čemu ( $p_b$ ) predstavlja barometarski tlak izražen u mbar, a ( $p_{va}$ ) tlak isparavanja kapljevine. Nazivna geodetska usisna visina ( $H_{u\text{ geo } N}$ ) predstavlja razliku između središta ulaza prvog rotora centrifugalne pumpe gledano u smjeru protoka kapljevine i razine vode na ulaznoj strani pumpe. Ona se također određuje pri barometarskom tlaku od 1013 mbar i temperaturi vode ( $t$ ) od  $+4\text{ }^\circ\text{C}$  kao što je to određeno pri nazivnom volumnom protoku. U slučaju odstupanja lokalnog barometarskog tlaka ( $p_b$ ) kao i temperature kapljevine, ispravljena geodetska nazivna usisna visina ( $H'_{u\text{ geo } N}$ ) određuje se na sljedeći način:

$$(VIII) \quad H'_{u\text{ geo } N} \text{ (m)} = H_{u\text{ geo } N} - 10,25 + 0,0102 (p_b - p_{va})$$

Geodetska usisna visina pumpnog postrojenja direktno utječe na visinu dobave pumpe. Međutim kod manjih usisnih visina taj utjecaj je manji nego kod većih usisnih visina. Visina dobave pumpe predstavlja povećanje specifične mehaničke energije kapljevine u pumpnom postrojenju i ona odgovara razlici energija na izlazu i ulazu pumpe. Kod vrlo malih usisnih visina, ili kod vrlo malih pozitivnih manometarskih tlakova na ulazu pumpe, visina dobave pumpe može se zbog jednostavnosti njena izračuna poistovjetiti energijom tlaka kapljevine na izlazu pumpe. Međutim kod većih usisnih visina to poistovjećenje se baš ne može primijeniti. Svi tlakovi kapljevine pumpnih postrojenja dinamičkih turbopumpi izraženi su kao manometarski tlakovi. Jedina razlika među njima je što se na ulazu pumpe oni mogu javljati kao pozitivni ili negativni manometrski tlakovi dok su na izlazu pumpe uvijek pozitivni manometarski tlakovi. Njihova razlika upravo predstavlja visinu dobave pumpe. Dakle centrifugalne vatrogasne pumpe unutar bilo kojeg pumpnog postrojenja moraju biti sposobne predavati mehaničku energiju kapljevine bez obzira dali na ulaznoj strani pumpe vlada podtlak ili pretlak. Dinamičke turbopumpe s radijalnim rotorima koje se upotrebljavaju u vatrogasne svrhe normirane su dvjema europskim normama koje su u Republici Hrvatskoj od strane Hrvatskog zavoda za norme prihvaćene u izvorniku i objavljene kao hrvatske norme (NRH EN 1028-1, i HRN EN 1028-2).

Sljedom navedenog, centrifugalne pumpe u pumpnom postrojenju mogu raditi uz dva različita stanja kapljevine na ulazu pumpe. Promatrajući karakteristike centrifugalne pumpe svakako je povoljnije da pumpa radi u uvjetima pretlaka na ulazu pumpe. Centrifugalne pumpe koje su trajno ugrađene u nekom pumpnom postrojenju i koje

služe za napajanje nekog sustava vodom uglavnom su popraćene velikim spremnicima određenog kapaciteta kao neiscrpnim izvorima vode koji se za potrebe rada pumpnog postrojenja mogu puniti pomoću hidrantaske mreže. Međutim, ima i tehničkih rješenja u kojima su pumpe trajno ugrađene u sklopu prirodnih bunara koji svojim kapacitetom mogu biti neiscrpan izvor vode. U takvim slučajevim tijekom svog rada centrifugalna mora izvršiti početnu dobavu vode u kućište pumpe.

Dakle, osnovna namjena centrifugalne pumpe je povećanje mehaničke energije kapljevine. To znači da je na izlazu pumpe ukupna energija kapljevine promatrana kroz njenu kinetičku energiju i energiju tlaka kapljevine. To je zbog toga što se potencijalna energija kapljevine može iskazati energijom tlaka kapljevine i obrnuto. Međutim ukupna energija kapljevine na tlačnom izlazu može biti izražena samo kao energija tlaka. To nije dobro za rad pumpe u pumpnom postrojenju i tu radnu točku svakako treba izbjegavati. Ovakvim dugotrajnim radom pumpe sva mehanička energija kapljevine pretvara se u toplinsku energiju. Isto tako, uz određene uvjete ukupna energija kapljevine na izlazu pumpe može biti izražena na način da se većim dijelom javlja kao kinetička energija, a vrlo malim dijelom kao energija tlaka kapljevine. Za takve izlazne karakteristike pumpnog postrojenja ne možemo reći da su one za pumpu štetne već su one objektivno rečeno poželjne i korisne možda vrlo rijetko i to za točno određene potrebe pumpnog postrojenja. Većina vatrogasnih dinamičkih turbopumpi s radijalnim rotorima na tlačnom izlazu ipak treba ostvarivati određenu i kinetičku energiju i energiju tlaka kapljevine.

## LITERATURA References

1. Fancev, M., Franjić, K. (1988): *Tehnička enciklopedija, Leksikografski zavod Miroslav Krleža, Zagreb, svezak br. 11, str.307-340*
2. EN 1028-1:2002+A1:2008-Fire-Fighting pumps, Fire-Fighting centrifugal pumps with primer, Part 1: Classification-General and Safety requirements
3. [http://centrifugal-pump.org/pump\\_types.html](http://centrifugal-pump.org/pump_types.html)
4. [http://centrifugal-pump.org/pump\\_basic.html](http://centrifugal-pump.org/pump_basic.html)
5. <http://people.clarkson.edu/~wwilcox/Design/centpump.pdf>
6. <http://www.pumpschool.com/applications/NPSH.pdf>
7. [http://www.engineeringtoolbox.com/npsht-net-positive-suction-head-d\\_634.html](http://www.engineeringtoolbox.com/npsht-net-positive-suction-head-d_634.html)