

FRI-9.2-1-THPE-01

SPECIFICS IN THE OPERATION OF CENTRIFUGAL PUMPS WHEN TRIMMING THEIR IMPELLERS¹⁵

Desislava Nikolova - PhD Student

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering",
"Angel Kanchev" University of Ruse
Phone: +359 82 888 766
E-mail: dpnikolova@uni-ruse.bg

Prof. Gencho Popov, PhD

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering",
"Angel Kanchev" University of Ruse
Phone: +359 82 888 580
E-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Kliment Klimenntov, PhD

Department "Heat, Hydraulics and Environmental Engineering",
"Angel Kanchev" University of Ruse
Phone: +359 82 888 581
E-mail: kklimentov@uni-ruse.bg

Assoc. Prof. Boris Kostov, PhD

Department of Heat, Hydraulics and Environmental Engineering,
"Angel Kanchev" University of Ruse
Phone: +359 82 888 580
E-mail: bkostov@uni-ruse.bg

Abstract: In order to reduce costs in the production of centrifugal pumps, as well as to expand their use, manufacturers reduce only the outer diameter D_2 of a pump impeller, remaining the pump flow elements unchanged (the so-called "impeller trimming"). In their catalogs, these companies also present the new pump operating curves for the corresponding outside diameter of the trimmed impeller. When trimming an impeller, the geometric similarity (affinity) of the pump is violated, since only the impeller outer diameter is reduced, while the other typical sizes remain the same. Therefore, the laws of similarity (affinity laws), used in turbomachines, have no relevance (correspondence) when trimming a pump impeller. In order to clarify how the pump parameters vary when trimming their impellers, the materials (catalog data) provided by some centrifugal pump manufacturers, such as GRUNDFOS, KSB and VIPOM, are studied. Based on the analysis performed, it was found that the formulas (equations) proposed in the available literature sources concerning the determination of a pump operation when it operates with a trimmed impeller does not provide good corresponding to its actual operation. The exponents concerning the flow rate and head obtained at different rates of trimming are calculated and presented graphically. They vary widely both in terms of their specific speed of rotation, as well as in accordance to the manufacturing specifics of the different companies-producers.

Keywords: centrifugal pump, cutting of the impeller, flow rate, pump head, degree of trimming.

ВЪВЕДЕНИЕ

При подрязване на работното колело се променя работната характеристика на помпата – (дебит, напор, мощност и к.п.д.) и специфичната ѝ честота на въртене-н_с. При този метод се запазва честотата на въртене на вала на помпата и не се губи допълнителна енергия за регулиране. За пресмятане на новите показатели при подрязване на работното колело, в

¹⁵ Докладът е представен на Научната сесия на Секция „Топлотехника, хидравлика и пневматика“ на 25 Октомври 2024 г. с оригинално заглавие на български език: ОСОБЕНОСТИ В РАБОТАТА НА ЦЕНТРОБЕЖНИ ПОМПИ ПРИ ПОДРЯЗВАНЕ НА РАБОТНИТЕ ИМ КОЛЕЛА.

литературата са дадени различни формули, но те не дават добри резултати. При подрязването, промяната на показателите зависи от много фактори, които не могат да бъдат предсказани. Затова, за предпочитане е работното колело да се подрязва на стъпки. По този начин се намалява рискът от пропускане желан работен режим, ако подрежем в по-голяма степен работното колело.

ИЗЛОЖЕНИЕ

При намаляване на относителния диаметър на подрязване $\frac{D_2^*}{D_2}$, напора на помпата

намалява в по-голяма степен, в сравнение с намалението на дебита, а това води до увеличаване на специфичната честота на въртене - n_s . При подрязването на работното колело се нарушава геометричното подобие на помпата, тъй като при намаляване на D_2 , ширината на работното колело и другите размери се запазват. Следователно, законите, които се използват при подрязване на работни колела на центробежни помпи нямат съответствие със законите на подобие използвани при турбомашините. При намаляване на D_2 и запазване на постоянна честота на въртене, новите показатели могат да се пресмятат по следните зависимости (Aizenshchein, M. D., 1957, Plaiderer K., 1960, Stepanov A.I., 1960, Zlatarev. P., 1979, Popov G. et al, 2021, Nikolova D., 2022):

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{D_2^*}{D_2}, \quad \frac{H^*}{H} = \left[\frac{D_2^*}{D_2} \right]^2, \quad (1)$$

Където: Q и Q^* , H и H^* , P и P^* , D_2 и D_2^* са дебитите, напорите, мощностите и диаметрите на помпата преди и след подрязване на работното колело.

Фирма **KSB** (KSB Calculation) и в работи (Lomakin D.A., Korotkov V.V., 2017, Nikolova D. 2022) се предлага при подрязване на работното колело пресмятането на показателите дебит и напор да се извършва по следната зависимост:

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{H^*}{H} = \left[\frac{D_2^*}{D_2} \right]^2 \quad (2)$$

В работа (Gulich J. Fr. 2020) Gulich предлага аналогична зависимост на (2), но с друг показател:

$$\frac{Q^*}{Q} = \frac{H^*}{H} = \left[\frac{D_2^*}{D_2} \right]^m, \quad (3)$$

Степенният показател m е между 2 и 3. Ако лопатките са по-къси от дължината на профила на изхода, m е по-близо до 3 при подрязване. Ако подрязването надвишава 5% от диаметъра на работното колело, m е близо 2. Ако ъгълът на изхода на лопатката - $\beta_{2в}$ и ширината - b_2 не се променят с радиуса, на теория се прилага $m = 2$. Този степен показател може да бъде изчислен чрез степента на подрязване на работните колела:

$$m = 2.08 + 1.1 \exp \left\{ 15 \left(\frac{D_2^*}{D_2} - 1 \right) \right\} \quad (4)$$

Показателят m може да се определи и чрез намалението на напора по изрази:

$$m = 2.08 + 1.2 \exp \left\{ 7.5 \left(\frac{H^*}{H} - 1 \right) \right\} \quad (5)$$

За да се провери пригодността на посочените формули е направен анализ на изменението на показателите на едностъпални центробежни помпи при подрязване на работните им колела. Проучените помпи са произведени и сертифицирани по единен стандарт- EN 733 (DIN 24255). Съгласно стандарта, типовите означения се представят по следния начин: xxx 50-32- 125;

където: xxx – е буквеното означение на серията помпи(две или три букви);

$D_s = 50 \text{ mm}$ – номинален диаметър на входа на помпата (при някои фирми, този диаметър не се посочва);

$D_d = 32 \text{ mm}$ - номинален диаметър на изхода на помпата;

$D_2 = 125 \text{ mm}$ – номинален диаметър на работното колело.

Проучени са материалите на фирмите производители на центробежни помпи, а именно: CAPRARE, LEO, MTB, PETROLO, KSB, GRUNDFOS, VIPOM. От достъпните каталози на фирмите, производители на центробежни помпи, най- подробни данни за режимите на подрязване са представени от фирмите – GRUNDFOS, KSB и VIPOM. В каталозите на тези фирми са посочени напорните характеристики на помпите при различните степени на подрязване и са изписани режимите при които е получен максимален к.п.д. за съответната степен на подрязване и стойността на к.п.д. с точност до третия знак. При останалите фирми, к.п.д е с точност до вторият знак, а за много от тях се дава само полето на изменение на к.п.д. Работните режими за съответните степени на подрязване (дебит- Q , напор- H и пълнен к.п.д- η на помпите), са отчитани от напорните характеристики на помпите с програмния продукт “Engauge Digitizer“ и след това са обработени на „Excel”.

За различните режими на подрязване са определяни степенните показатели за: дебита- m_Q и напора - m_H ; Тези степенни показатели са пресмятани по изразите:

$$m_Q = \frac{\ln \frac{Q^*}{Q}}{\ln \frac{D_2^*}{D_2}}, \quad m_H = \frac{\ln \frac{H^*}{H}}{\ln \frac{D_2^*}{D_2}}, \quad (6)$$

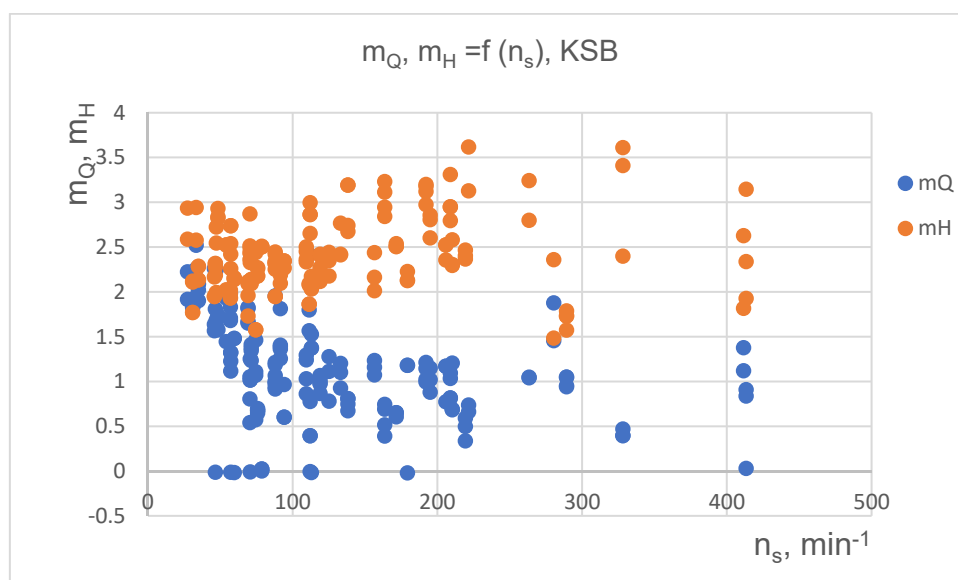
Чрез така определените степенни показатели, ще могат да се пресмятат показателите на помпите при подрязване, както следва:

$$\frac{Q^*}{Q} = \left[\frac{D_2^*}{D_2} \right]^{m_Q}, \quad \frac{H^*}{H} = \left[\frac{D_2^*}{D_2} \right]^{m_H}, \quad (7)$$

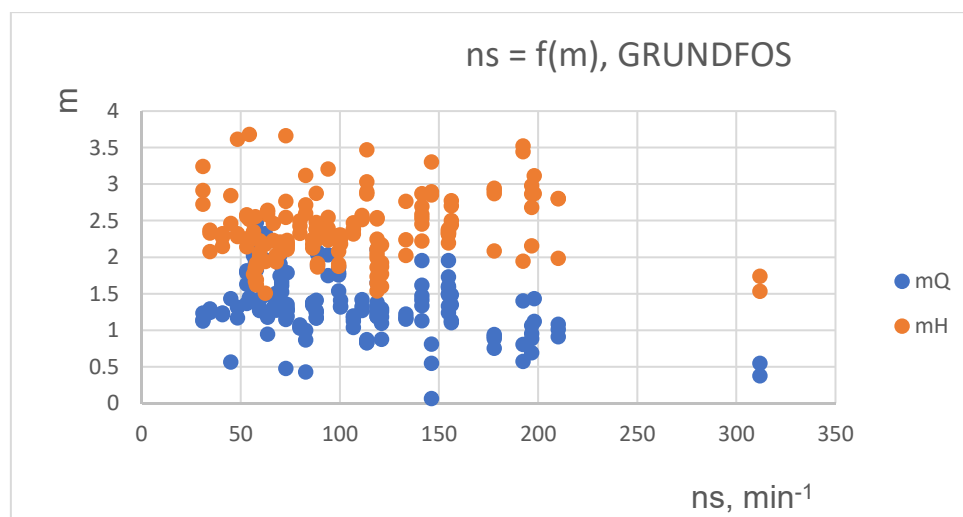
На фиг. 1 -3 е показано изменението на степенният показател на дебита m_Q и напора - m_H , в зависимост от специфичната честота на въртене - n_s . за помпи от три различни фирми - GRUNDFOS, KSB и VIPOM. Специфичната честота на въртене е пресметната по зависимостта:

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (8)$$

където: n е честотата на въртене на вала на помпата.

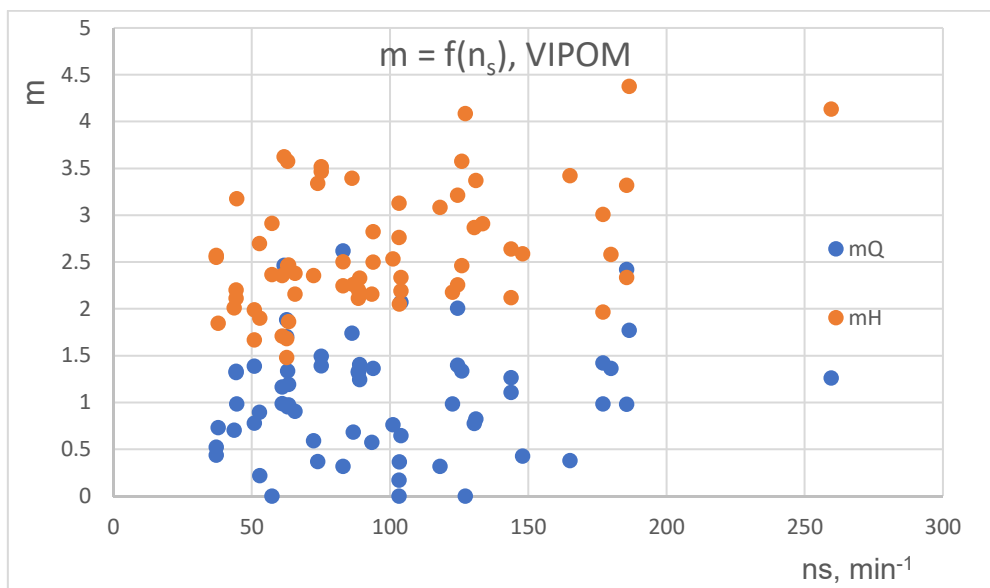


Фиг. 1. Изменение на степенните показатели на дебита - m_Q и напора - m_H зависимост от специфичната честота на въртене – n_s , на помпи KSB.

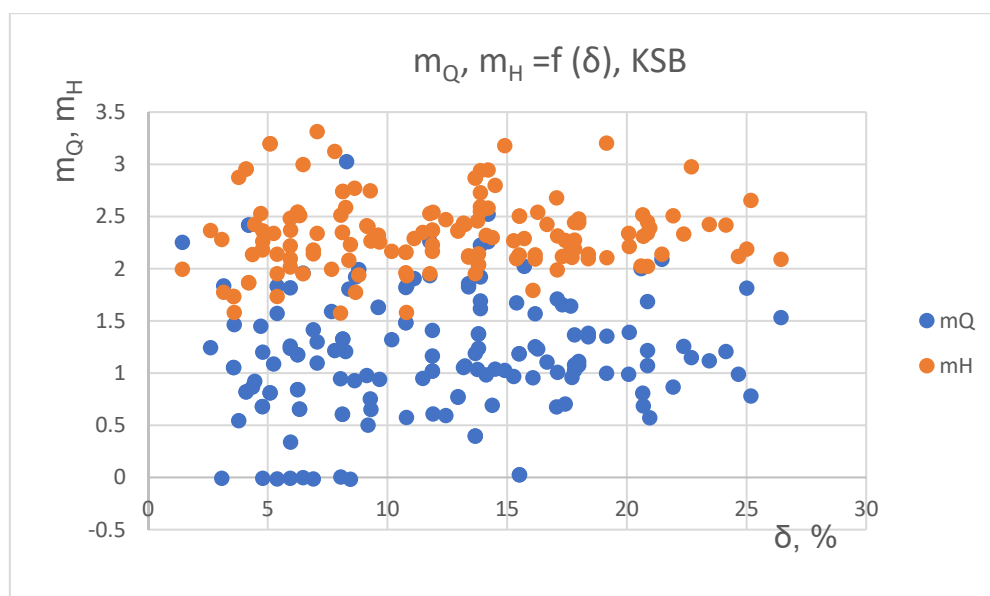


Фиг. 2. Изменение на степенните показатели на дебита - m_Q и напора - m_H зависимост от специфичната честота на въртене – n_s , на помпи GRUNDFOS

От показаните резултати се вижда, че двата степенни показателя съществено се различават и няма основание да се приемат за еднакви, както се предлага в (2 и 3). И при трите вида помпи изменението на коефициентите е в много широк диапазон. При помпи KSB се наблюдава намаляване на показателя на дебита m_Q с увеличаване на n_s , а показателя на напора - m_H – се увеличава. Този коефициент се изменя в граници от 2- 3, а след $n_s > 160$, за някои помпи се увеличава над 3. При помпи GRUNDFOS и VIPOM степенният показател m_H се изменя от 2 до 3,5, а за някои помпи на VIPOM над стойност 4. Степенният показател на дебита средно се изменя от 0.5 до 1.5, като при някои режими при подрязване, оптималния дебит се повишава спрямо предходната степен на подрязване.



Фиг. 3. Изменение на степенните показатели на дебита - m_Q и напора m_H в зависимост от специфичната честота на въртене - n_s , на помпи VIPOM



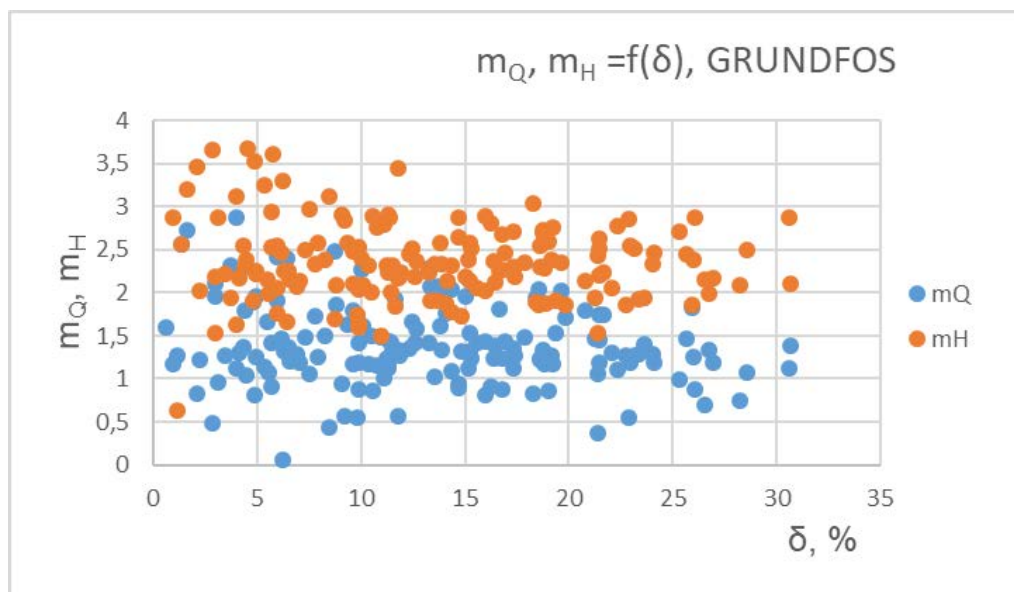
Фиг. 4. Изменение на степенните показатели за дебит и напор в зависимост от степента на подрязване при помпи KSB.

За да се провери валидността на формулите (4) и (5), предложени от (Gulich J. Fr., 2020) за пресмятане на степенния показател в зависимост от степента на подрязване, са представени фиг.4 за помпи KSB и фиг. 5 за помпи GRUNDFOS.

Степента на подрязване се определя по израза:

$$\delta = \left[1 - \frac{D_2^*}{D_2} \right] \cdot 100, \% \quad (9)$$

Както бе отбелязано по-горе се предлага чрез формулите (4 и 5), да се определя единен степенния показател за дебита и напора - чрез степента на подрязване или чрез стойностите на напора. При проверка на показателя по двете формули, разликата между тях е до $\pm 5\%$.



Фиг. 5. Изменение на степенните показатели за дебит и напор в зависимост от степента на подрязване при помпи GRUNDFOS.

При пресмятане на степенния показател по предложените формули, той намалява от 3.08 до 2.1 (при степен на подрязване – 25%). От представените резултати се вижда че препоръчаните формули не дават добри резултати, особено за степенния показател на дебита. От двете фигури се вижда, че степенните показатели за дебит и напор съществено се различават и няма основание да се приемат за еднакви. Двата показателя, зависят от степента на подрязване и се изменят в много широк диапазон. Основните стойности на степенния показател на дебита - m_Q , са в границите между 1 -1.5. Средните стойности на степенния показател за напор - m_H , основно се изменят в границите от 2-2.5, но при ниските степени на подрязване (до 7-8%), при някои помпи има стойности над 3.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

От направения анализ се вижда, че предлаганите формули от (1) до (3) за пресмятане на показателите на помпата при подрязване на работното колело не дават добро съвпадение с реално подрязани работни колела на помпи. Посочените от Gülich зависимости (4 и 5) за пресмятане на степенния показател m , не дават добри резултати с изследваните подрязани работни колела. Предлаганите формули (2 и 3), за определяне на единен степенен показател m за пресмятане на дебита и напора при подрязване на работното колело не се потвърждава при изследваните помпи. Освен това двата степенни показателя на дебита и напора се различават значително и няма основание да се приемат за еднакви. Основните стойности на степенния показател на дебита - m_Q , са в границите между 1 -1.5. Средните стойности на степенния показател за напор - m_H , основно се изменят в границите от 2-2.5, но при ниските степени на подрязване (до 7-8 %), при някои помпи има стойности над 3.

REFERENCES

Aizenshchein, M. D. (1957). Centrifugal pumps for oil industry. Gostoptekhizdat. M. 1957. (*Оригинално заглавие: Айзенщейн, М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности. Гостоптехиздат. М. 1957*).

GRUNDFOS <https://www.lenntech.com/Data-sheets/Grundfosliterature-NB-NBE-NK-NKE-GB-L.pdf>.

Gülich J. Fr.(2020). Centrifugal Pumps, Fourth Edition, Springer-Villeneuve, Switzerland, 2020, ISBN 978-3-030-14787-7.

KSB Calculation of parameters of centrifugal pumps (**Оригинално заглавие:** *Расчёт параметров центробежных насосов* . KSB) <https://www.rsnasos.ru/info/ksb-rassch-param-centrobej-nasosov.pdf>).

KSB Shanghai Pump Co., Ltd <https://www.agrolinkirriga.com.br/pdf/motobombas/KSB-ETANORM.pdf>.

Lomakin D.A., Korotkov V.V. (2017). Correction of characteristics of centrifugal pumps by cutting the impeller. MSTU them. N.E.Bauman, 2017 (**Оригинално заглавие:** *Ломакин Д.А., Коротков В.В. Корректировка характеристик центробежных насосов за счёт подрезки рабочего колеса* . МГТУ им. Н.Э.Баумана , 2017).

Nikolova D. (2022). Calculating the performance of a centrifugal pump when cutting its impeller. PROCEEDINGS OF UNIVERSITY OF RUSE - 2022, volume 61.

Plaiderer K.(1960). Blade machines for liquids and gases, M., Mashgiz, 1960-683 (**Оригинално заглавие:** *Плайдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов*, М., Машгиз, 1960-683, прев. от немски).

Popov G., Klimenntov Kl., Nikolova D. (2021). Analysis of the methods for trimming the impellers of Centrifugal Pumps. 60th Science Conference of Ruse University - SSS, Bulgaria, 2021.

Stepanov A.I. (1960) Centrifugal and axial pumps. M., Mashgiz, 1960, 463 (**Оригинално заглавие:** *Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы*. М., Машгиз, 1960, 463, прев. от англ.).

VIPOМ AD. Centrifugal single-stage pumps, type E, E-M. Catalog (**Оригинално заглавие:** *Помпи центробежни едностъпални, тип Е, Е-М. Каталог – ВИПОМ- АД*).

Zlatarev. P. (1979). Turbo pumps and fans. Technique, S.1979 (**Оригинално заглавие:** *Златарев П. Турбопомпи и вентилатори*. Техника, С. 1979).

БЛАГОДАРНОСТИ

Докладът отразява резултати от работата по проект № 2024-АИФ-03, финансиран от фонд „Научни изследвания“ на Русенския университет.