

Шум в хидравлични системи със зъбни помпи

Генчо Попов, Уисам Мхана, Огнян Алипиев

Noise in hydraulic systems with gear pumps In this study, the main types of noise in the hydrostatic hydraulic machines have been analysed, and the reasons for their generation, special attention is given to the gear pumps. Some of the practical methods used to improve the noise performance have been discussed. It is shown that the main way for reducing noise in a gear pump is by using of special tooth geometry.

Key word: noise in hydrostatic pumps

ВЪВЕДЕНИЕ

Хидравличните системи, като системи за предаване на мощност, са едни от най-предпочитаните и използвани в много индустриални и мобилни задвижващи механизми. Техните големи предимства пред другите видове задвижвания са: ниска металоемкост, компактност, гъвкавост, бързодействие и висока ефективност. Но един от основните проблеми на хидравличните задвижващи системи е шумът, генериран от тях. Областите на приложения на хидравлични системи за задвижване продължават да нарастват. Използването на такива системи обикновено води до повишаване нивото на звука в машините и съоръженията, в които се вграждат. Това означава, че шумовото замърсяване и влошаване на работната среда се превръща във важен проблем, за който трябва да се търсят решения. Здравословните и безопасни условия на труд, свързани с шума, са признати от много години и законодателството в момента поставя ясни изисквания към производителите да намаляват нивата на шума [3]. Следователно, за намаляване на шума в хидравличните системи се изисква систематични изследвания. Този изследователски проблем се нуждае от добро разбиране на начина, по който се генерира и се предава звукът в дадена хидравлична система, за да се намали неговото ниво.

Шумът бива:

- Механичен, който възниква от трептенето на повърхнините на детайлите на машините и съоръженията .
- Аеродинамичен, който възниква вследствие на пулсационни процеси в газовете.
- Електромагнитен, който възниква от трептенето на елементите на електро-механичните устройства или от влиянието на променливите магнитни сили.
- Хидродинамичен, който възниква вследствие на променливи процеси в течностите (хидравлични удари, турбулентни пулсации, кавитация и др.);
- Въздушен, който се разпространява от източника на възникване до точката на наблюдение чрез въздушната среда.
- Структурен, който възниква от трептенето на конструкциите [1].

Основни източници на шум в машините и механизмите са :шум от неуравновесени въртящи се части, шум от зъбни механизми, шум от лагери, шум от гърбични механизми, шум от верижни предавки, шум от електродвигатели, шум от двигатели с вътрешно горене, шум от хидравлични системи и механизми.

ИЗЛОЖЕНИЕ

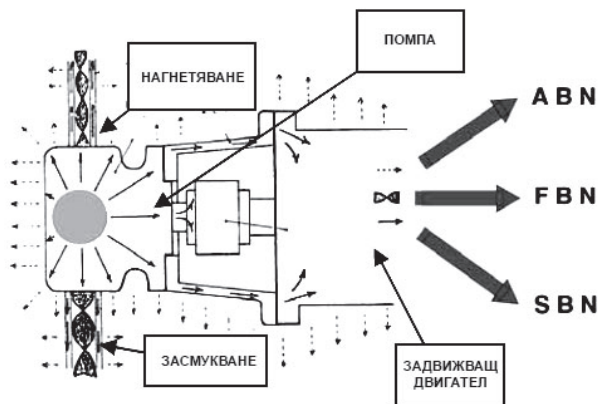
Повече от 95% от шума в хидравличните системи се генерира от използваните хидравлични машини - помпи и мотори, като шумът от хидромоторите е значително по-малък [3].

Генерирането на шум в дадена обемна хидравлична помпа може да се класифицира в две категории [3]:

- Хидродинамичен шум (**FBN**).
- Структурен шум (**SBN**).

И двата вида шум – **FBN** и **SBN**, предизвикват висока умора на съставните ком-

поненти на системата и предизвикват и вибрации на машината. Тези вибрации се излъчват като въздушен шум, който може да се чуе от оператора.



Фиг.1. Източници на шум в хидравлична помпа [7]

Основни величини, използвани при анализа на шума в хидравлични помпи, са нивото на звуковото налягане и пулсациите на дебита и налягането на помпата.

Нивото на звуковото налягане се дава с формулата:

$$(1) \quad L_p = 20 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right)$$

където p е звуковото налягане, p_0 -референтното налягане.

Под пулсация на налягането на помпата Δp_p се разбира разликата между максималната и минималната моментна стойност на налягането в нагнетателния отвор на помпата, т.е: $\Delta p_p = p_{\max} - p_{\min}$.

Повишаването на налягането вследствие на хидравлични микроудари може да се представи по следния начин

$$(2) \quad \Delta p = \rho c \Delta v,$$

където ρ е плътността на течността, c - скоростта на звука в течността, Δv - увеличението на скоростта на потока.

За шума, който възниква в хидрозадвижването и се дължи на пулсациите в налягането на определени типоразмери зъбни помпи, са установени някои емпирични зависимости [1]. Тяхното ползване позволява да се прави ориентировъчна оценка на шумовите характеристики на хидравлични системи със зъбни помпи.

Зависимостта на нивото на шума L_A от големината на статичното налягане p_{st} при определена честота на въртене се определя приблизително по формулата:

$$(3) \quad L_A = L_{A0} + 10 \log \frac{p_{st}}{p_0}$$

където $p_{st} > 4 \text{ MPa}$, $p_0 = 5 \text{ MPa}$, $L_{A0} = 50 \text{ dB}$.

Работният обем, който характеризира геометричните размери на дадена помпа оказва също влияние върху нейните шумови характеристики. Тази зависимост има следния вид:

$$(4) \quad L_A = L_{A0} + \lg \frac{V_u}{V_0}, \text{ dB}$$

където $V_0 = 10 \text{ cm}^3$ е изходната стойност на работния обем, $V_u \geq 10 \text{ cm}^3$.

Увеличението на честота на въртене на вала на помпата води до по- високи

нива на излъчвания шум, като в този случай може да се пресметне по формулата:

$$(5) \quad L_A = L_{A0} + 20 \lg \frac{n_1}{n_0}, \text{ dB}$$

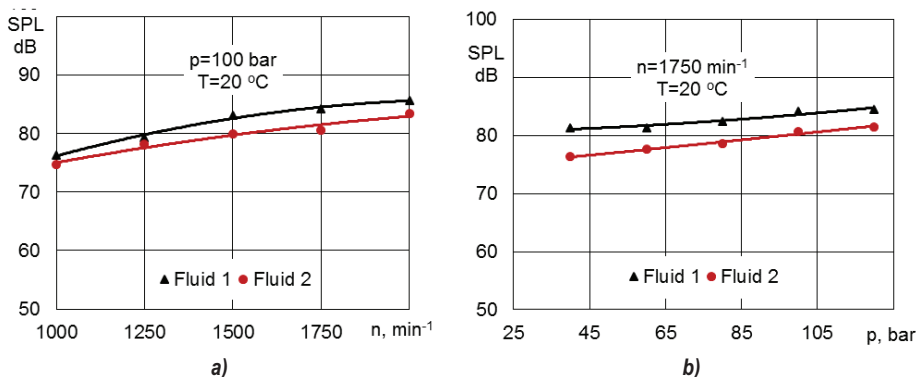
Тази зависимост е валидна за $n_0 = 1000 \text{ min}^{-1}$ и $n_1 \geq 500 \text{ min}^{-1}$.

Експериментално установената връзка между шумовите нива на помпата и степента на неравномерност на дебита е приблизително линейна:

$$(6) \quad L_A = L_{A0} + \frac{\sigma}{\sigma_0}, \text{ dB}$$

където σ е коефициентът на неравномерност на дебита, а референтната стойност на този коефициент е $\sigma_0 = 0,02$

Върху нивото на шума на хидравличните задвижващи системи оказва влияние и вида на използваната работна течност. На фиг. 2 е показано опитно полученото изменение нивото на шумовото налягане при изпитване на пластинкова помпа с два вида работни течности - минерално хидравлично масло МХЛ 32 (Fluid 1) и синтетично масло за работната хидравлика на мобилни машини (Fluid 2).



Фиг. 2 Изменение на нивото на шума за пластинкова помпа в зависимост от честотата на въртене и налягането

Шум в зъбните помпи

Зъбните помпи с външно зацепване са показали своята полезност като здравина и икономичност. Основни техни характеристики са: налягане до 280 бара, приемливо висок коефициент на полезно действие и ниска себестойност [5]. В последните години все повече производители предлагат т.н. „тихи помпи“ и нивото на шума става допълнителен търговски критерий. Намалването на шума в помпата безспорно води до намаляване нивото на шума в цялата хидравлична система.

Зъбните помпи с външно зацепване могат да се разглеждат като съвкупност от няколко сравнително прости механични части. Въпреки това проектирането и анализа на такива машини далеч не са прости, защото повечето функционални роли са свързани с индивидуалните части и следователно цялостното поведение е сложна комбинация от множеството ефекти. В сравнение със зъбните хидравлични машини, буталните помпи например имат повече механични части, но при тях е по-лесно да се свърже определен специфичен проблем с даден конкретен елемент на помпата [7].

Звуковете емисии при зъбните помпи имат два много различни произхода: механичен шум и хидродинамичен шум.

➤ *Параметри, които влияят върху емисиите на механичния шум.*

Това са преди всичко технологични параметри, основни от които са:

1. Точностният клас на зъбните колела и на предавката като цяло.
 2. Грапавостта на работните повърхнини.
 3. Вид и качество на използваните материали.
- *Параметри, които влияят върху емисиите на хидродинамичния шум.*

Причини за възникване на този шум (или вибрация)са:

1. Кавитация;
2. Пиково повишаване на налягането, което е свързано с явленията в захапания обем течност в зоната на зъбното зацепване на колелата;
3. Пулсации на дебита, породени от неговата кинематична неравномерност,, което причинява пулсации на налягането [6].

Методи за намаляване на шума при зъбните помпи

Правени са изследвания за намаляването на механичния шум чрез замяна на металните зъбни колела с пластмасови [4]. Резултатите от изпитването на помпа с едно пластмасово и едно стоманено зъбно колело показват, че засега такава конструкция помпи не се характеризира с висока ефективност по отношение на шумовите характеристики. Въпреки че пластмасовите зъбни колела имат добри вибрационни характеристики, не е наблюдавано съществено намаление на шума на експерименталната зъбна помпа. Трябва да се има предвид и фактът, че пластмасовите зъбни колела имат по-ниски якостни качества, което ограничава приложението им при високи натоварвания (наляганя).

Намаляването на шума в зъбната помпа се постига чрез намаляване основно на хидродинамичния шум в нея. Това става чрез подобряване на кинематичната равномерност на дебита на помпата, което води до намаляване на пулсациите на налягането в системата. Основни начини за постигане на това са:

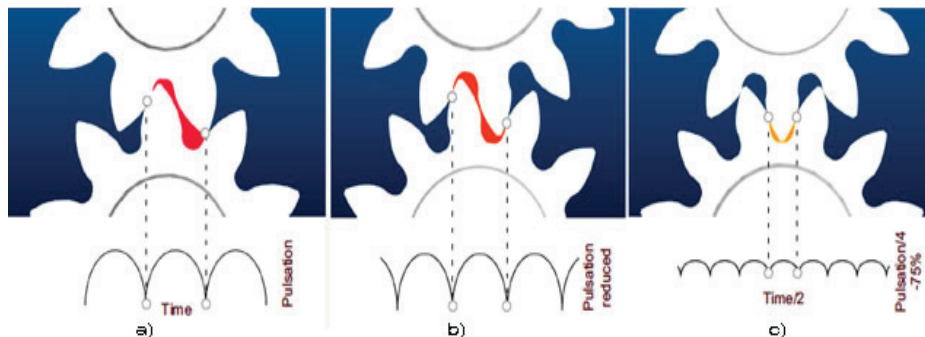
а) осигуряване на две контактни точки на зацепените зъби, като се осигури без никаква хлабина, както е показано на фиг. 3;

б) използване на зъбни колела с наклонени зъби;

в) намаляване или отстраняване на затворения обем в междузъбията – фиг. 3.

От фиг. 3а и 3б се вижда, че намаляването на хлабината, с което се намалява затвореният в изолираните междузъбия обем течност в зоната на зацепване, води до известно намаляване на пулсациите на налягането, което обаче не е твърде съществено.

Най-съществено намаляване на хидродинамичния шум в зъбните помпи се постига в конструкции с нулева хлабина между зъбите, намиращи се в зоната на зацепване. От фиг. 3с добре се вижда, че в този случай пулсациите на налягане са със значително по-малка стойност, спрямо предните два случая. Това определя и по-ниското ниво на шума на помпата.



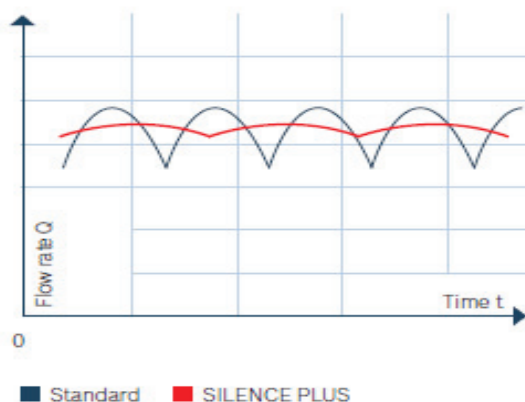
Фиг. 3. Влияние на захапания обем върху пулсациите на дебита [8].

Друг начин за намаляване на шума е използване на специална геометрия на зъбите на зъбните колела, която не се основава на еволвентен профил [8]. Схема на такава помпа е показана на фиг.4. Тя е една нова иновация на фирмата BOSCH Rexroth AG [5] и представлява зъбна помпа със специална геометрия на зъбните колела, които са с наклонени зъби и нулева хлабина в зоната на зацепване. Изпълнението на зъбите е с нееволвентен профил, като в симетрично разположение на даден зъб спрямо спрегнатото междузъбие се осигурява контакт на върха на зъба с основата на междузъбието. По този начин се избягва затваряне на обем течност в междузъбието (липса на захван обем) и в резултат намаляване на хидродинамичния шум, което според авторите е до 75%.



Фиг.4. Профил с непрекъснат контакт, нулева хлабина между зъбите и без затворен обем в междузъбието [5].

На фиг. 5 е показано имението на дебита за тази конструктивна схема на зъбна помпа. Вижда се, че неравномерността на дебита е значително по-малка за тази помпа спрямо една стандартна зъбна помпа. Ясно е, че това определя и по-малки пулсации в налягането на помпата и като резултат значително подобряване на шумовите характеристики на машината.



Фиг.5. Графика за изменението на дебита на стандартна зъбна помпа и помпа със специална геометрия на зъбните колела [5].

ИЗВОДИ

Анализът на достъпните литературни източници показва, че за подобряване на шумовите характеристики на обемните помпи е необходимо намаляване основно на нивото на хидродинамичния шум. При зъбните помпи най-ефективният метод за това е свързан с намаляване, при възможност до нулеви стойности, на затворения в междузъбията, участващи в процеса на зацепване, обем течност. Това, както показва литературната справка, се постига с използване на зъбни колела със специална геометрия на зъбите. В литература липсват данни за шумовите характеристики и начините за тяхното подобрене за зъбни помпи с несиметричен профил на зъбите.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Мирчев, Петко, Владимир Овчаров. Шумът в машините и машиностроителното производство. София, Техника, 1981

[2] STAN STAISTIC Noise control of hydraulic machinery. Marcel Dekker, Inc. New York and Basel. Hydraulic machinery-Noise. I. Title. II. Series. TJ840.S596 1988 621.2'6 88-7084 ISBN 0-8247-7934-7 .

[3] Designing Quieter Hydraulic Systems - Some Recent Developments and Contributions, Kevin Edge, 1999, Fluid Power: Forth JHPS International Symposium

[4] Study of feasibility of plastic gear to reduce noise in gear pumps.[APEM 7 (2012) 2 , 143 – 149] Metalsi Tani, F.* & Bourdim A.*. * Université De Tlemcen, Faculté de Technologie, Laboratoire Eole, Département de Génie Mécanique, B.P. 230-13000 – Tlemcen – ALGERIE.

[5] Quiet, please! Special tooth geometry reduces noise in external gear pumps. The SILENCE PLUS innovation offers numerous advantages in practice and can reduce system costs for customers.[by Christian Böhmcker, Marc Lätzel and Dietmar Schwuchow, Bosch Rexroth AG].

[6] Shared By: MarioAntonioMorselli. Mechanical and Hydraulic Noise of Gear Pumps. 14/10/2010.source scribd.

[7] Antonino BONANNO, A study on the structureborne noise of hydraulic gear pumps. Francesca PEDRIELLI IMAMOTER– C.N.R. Institute for Agricultural and Earthmoving Machines of the Italian National Research Center Via Canal Bianco 28, 44100 Cassana (Ferrara) –ITALY.proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA 2008 September 15-18,2008

[8] BUCHER HYDRAULIC. 2012 By Bucher Hydraulic S.P.A, 1-42124 Reggio Emilia.

За контакти:

Доц. д-р Генчо Попов, катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: gspopov@uni-ruse.bg

Инж. Уисам Р. Мхана – редовен докторант в катедра “Топлотехника, хидравлика и екология”, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: wesam_mhana@yahoo.com

Проф. д-р Огнян Алипиев, катедра РНММЛХТ, Русенски университет “Ангел Кънчев”, e-mail: alipiev@uni-ruse.bg

Докладът е рецензиран.