

## УМОВИ ЕФЕКТИВНОЇ ПЕРЕДАЧІ ГІДРОВІБРАЦІЙНОЇ ЕНЕРГІЇ ПО РІДИННОМУ ХВИЛЕПРОВОДУ

*Т. В. Гнітецька, В. А. Гнітецький, С. В. Скрипченко, кандидати технічних наук (НТУУ “КПІ”)*

*Исследуются условия максимизации энергетической эффективности передачи гидровибрационной энергии по жидкостному волнопроводу, параметры нагрузки которого могут изменяться в широких пределах. Показана необходимость использования для этого волнопровода максимально возможного диаметра при возбуждении системы генератор–волнопровод–нагрузка на одной из самых низких резонансных или антирезонансных частот и отслеживания изменения резонансной (антирезонансной) частоты в процессе работы.*

В останні роки все більше поширення знаходять технології низькочастотного (до 100 Гц) гідровібраційного (гідроакустичного) впливу на привибійні зони нафтогазових свердловин з метою збільшення їх дебіту [1, 2], гідровібраційного стимулювання процесів підземного видобування рідкісних металів методом вилуговування через свердловини [3], низькочастотної гідровібраційної очистки фільтрів дренажних та артезіанських свердловин [4, 5]. Висока ефективність використання цих технологій досягається при збудженні низькочастотних гідровібраційних коливань інтенсивністю понад  $2 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> в зоні продуктивного пласта, який може знаходитись на глибині від кількох десятків метрів до кількох кілометрів. Виконання цієї умови може бути досягнуте шляхом розміщення генеруючої апаратури в свердловині безпосередньо в зоні продуктивного пласта або шляхом каналізації енергії в зону пласта по хвилепроводу від генератора, розташованого на поверхні. При цьому як хвилепровід можуть використовуватись: стовп рідини в свердловині, обмежений обсадною колоною, стовп рідини в центральній насосно-компресорній трубі (рідинний хвилепровід), або сама насосно-компресорна труба (НКТ) чи насосна штанга (жорсткий металевий хвилепровід). З огляду на велику складність побудови ефективних низькочастотних електроакустичних випромінювачів при обмеженому об'ємі, який може бути виділений для його розміщення в свердловині [6] та значні технічні проблеми при використанні жорсткого хвилепроводу [4], практичного інтересу набуває задача визначення умов ефективної передачі енергії низькочастотних гідровібраційних коливань від генератора до споживача по рідинному хвилепроводу.

Проведемо аналіз цієї задачі на прикладі зображеної на рис. 1, а системи гідровібраційної очистки фільтрів водознижувальних свердловин [5], яка складається з розташованого на поверхні генератора гідровібраційних коливань електрогідравлічного типу 1, рідинного хвилепроводу 2, утвореного НКТ з

перерізом  $S$ , та кінцевого пристрою 3, встановленого в зоні фільтра. Хвилепровід заповнено рідиною, яка має густину  $\rho$  та швидкість поширення звуку  $c$ . На рис. 1, б наведено спрощену еквівалентну електричну схему цієї системи, побудовану за методом електроакустичних аналогій [7]. На цій схемі генератор 1 представлено джерелом змінної сили  $F$ , що збуджує на усті свердловини коливання тиску  $P = F/S$ . Хвилепровід зображено довгою лінією з еквівалентним хвильовим опором  $z_{XB} = S\rho c_{XB}$  ( $c_{XB} < c$ ), а кінцевий пристрій – зосередженим імпедансом навантаження  $Z_H$ . Навантаження  $Z_H$  створюється паралельним включенням імпедансів корисного споживача енергії від кінцевого пристрою  $Z_K = R_K + iX_K$ , імпедансом пружності об'єму кінцевого пристрою  $C_0$  та імпедансом втрат  $Z_{ВТР}$ .

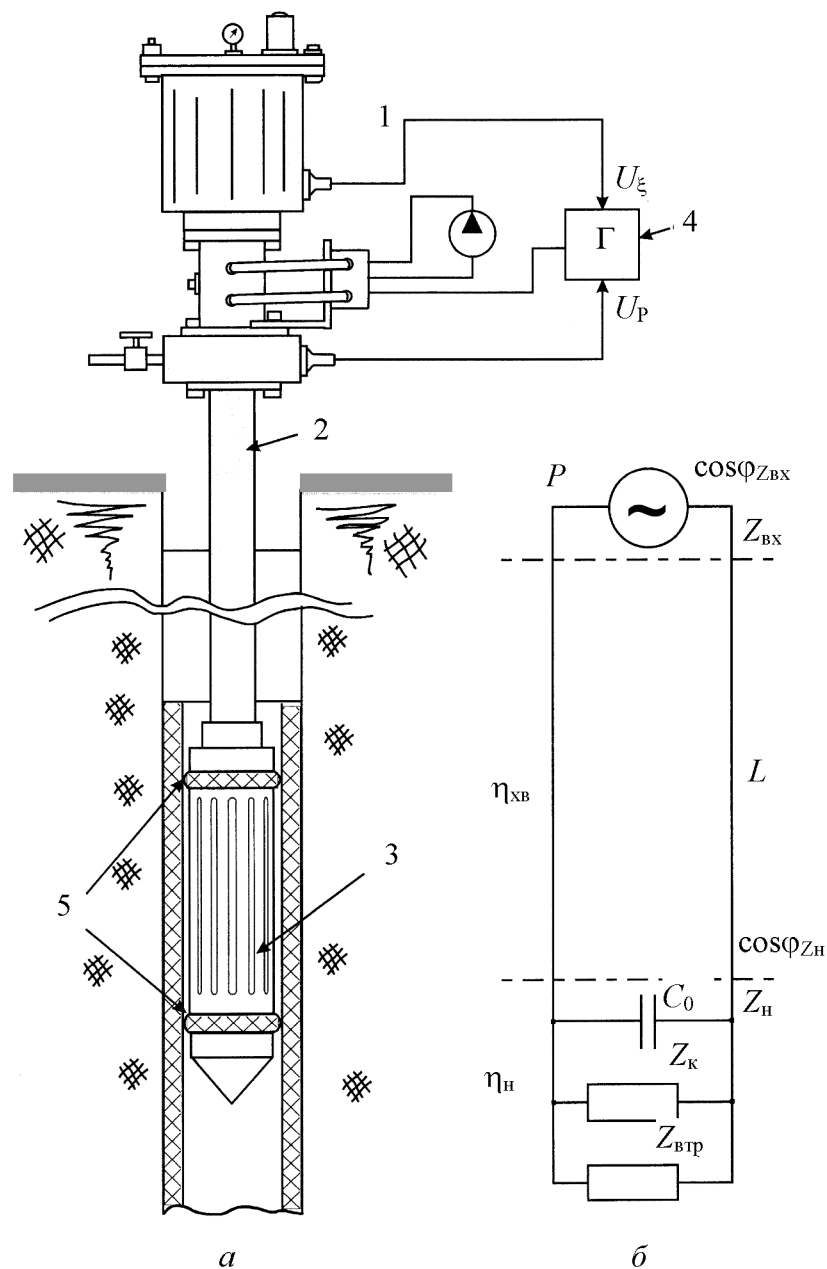


Рис. 1. Схема конструкції (а) та еквівалентна електрична схема (б) пристрою гідровібраційного очищення фільтрів свердловин

Генератор  $I$ , включений на вході свердловини, розрахований на певну величину повної акустичної потужності  $N$ , і задача полягає в тому, щоб цю потужність використати найкращим чином. В даному випадку енергетичну ефективність  $H$  каналу передачі енергії від генератора до споживача, по аналогії з електричними мережами, зручно оцінювати добутком таких параметрів як коефіцієнт корисної дії  $\eta = N_{R_{\text{Вих}}}/N_{R_{\text{Вх}}}$  і коефіцієнт використання наявної потужності  $\cos \varphi = N_r/N_z$ , де  $N_r$  – активна, а  $N_z$  – повна потужність на виході і вході системи. Зважаючи на конструкцію системи і її еквівалентну схему, енергетичну ефективність каналу передачі гідровібраційної енергії від генератора до споживача, нехтуючи внутрішнім імпедансом генератора, можна визначити як добуток коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання наявної потужності в основних частинах системи – хвилепроводі та навантаженні:

$$H = \cos \varphi_{Z_{\text{Вх}}} \eta_{\text{ХВ}} \cos \varphi_{Z_{\text{Н}}} \eta_{\text{Н}}, \quad (1)$$

де  $\cos \varphi_{Z_{\text{Вх}}} = N_{R_{\text{Вх}}}/N_{Z_{\text{Вх}}} = R_{\text{Вх}}/|Z_{\text{Вх}}|$ ;  $\cos \varphi_{Z_{\text{Н}}} = N_{R_{\text{Н}}}/N_{Z_{\text{Н}}} = R_{\text{Н}}/|Z_{\text{Н}}|$  – коефіцієнт використання наявної потужності на вході системи та на навантаженні;  $\eta_{\text{ХВ}}$  і  $\eta_{\text{Н}} = N_{R_{\text{К}}}/(N_{R_{\text{К}}} + N_{R_{\text{Втр}}})$  – коефіцієнт корисної дії хвилепроводу та навантаження.

Досягнення достатньої енергетичної ефективності системи вимагає максимізації кожної складової виразу (1).

Розглянемо процес розподілу енергії на нижньому кінці хвилепроводу, який характеризується третьою та четвертою складовими виразу (1). Очевидно, що гідровібраційна енергія, яка досягає нижнього кінця хвилепроводу, розділяється на кілька частин. Перша частина – це енергія, яка споживається в деякій зоні корисного навантаження  $Z_{\text{К}}$ . В загальному випадку  $Z_{\text{К}}$  визначається площею та проникністю зони споживання і може в процесі роботи змінюватись у досить широких межах. Для простоти вважатимемо, що  $Z_{\text{К}}$  є чисто активним опором  $R_{\text{К}}$ . Друга частина енергії гідровібраційного потоку витрачається на стискування об'єму рідини  $V$  в кінцевому пристрої. Слід відзначити, що загальний опір зони корисного споживання енергії та пружність об'єму рідини залежать від висоти кінцевого пристрою  $h$ :  $R_{\text{К}} = R_1/h$ ,  $C_0 = C_1 \cdot h$ , де  $R_1$  – корисне навантаження бокової поверхні свердловини на 1 метр висоти кінцевого пристрою,  $C_1 = V/S \cdot \rho \cdot c^2$  – пружність об'єму рідини в кінцевому пристрої на 1 метр його висоти, яка при  $h \ll c/\omega$  на частоті  $\omega$  створює реактивний опір  $X_{C_0} = 1/i\omega C_0$ . Третя частина енергії – це енергія, яка витікає за межі зони корисного споживання і характеризується деяким імпедансом втрат  $Z_{\text{Втр}}$ . Це можуть бути потоки, які поширюються вгору від зони корисного споживання по затрубному простору та вниз до забою свердловини. Отже, очевидним шляхом збільшення значень параметра  $\eta_{\text{Н}}$  є відсікання шляхів витоку енергії із зони продуктивного споживання, наприклад, за допомогою кінцевого пристрою зі спеціальними обмежувачами пакерами 5. В цьому випадку  $Z_{\text{Втр}} \rightarrow \infty$ ,  $N_{\text{Втр}} \rightarrow 0$ , а зона дії гідровібраційної енергії обмежується боковою поверхнею свердловини на відрізок, який визначається висотою  $h$  кінцевого пристрою.

Оскільки активний  $R_k$  і реактивний  $1/i\omega C_0$  опори на еквівалентній схемі повинні бути включені паралельно, загальний вираз для комплексного опору навантаження  $Z_H$ , перерахованого в послідовну схему при  $Z_{втр} \rightarrow \infty$ , можна представити у вигляді

$$Z_H = \frac{R_1 - iAR_1}{h(1 + A^2)} = R_H + iX_H, \quad (2)$$

де  $A = \omega z_{xb} RhC_1$ ;  $R = R_1/S\rho c$ ;  $R_H = R_1/h(1+A^2)$ ;  $X_H = -R_H A$ .

Як видно з (1) і (2), максимізація параметрів  $\cos\varphi_{z_H}$  і  $\eta_H$  вимагає, крім усунення шляхів витоку енергії з зони її корисного споживання, зниження реактивності навантаження, наприклад, шляхом зменшення надлишкового об'єму рідини  $V$  в кінцевому пристрої.

Коефіцієнт корисної дії хвилепроводу (друга складова виразу (1)) орієнтовно можна визначити за втратою тиску  $\Delta P$  в акустичній хвилі  $P$ , що поширюється в НКТ:

$$\eta_{xb} \approx \frac{N_{Rbx}}{N_{Rh}} \approx \left[ \frac{P - \Delta P}{P} \right]^2 \approx 1 - \frac{2\Delta P}{P} \Big|_{\frac{\Delta P}{P} \ll 1}. \quad (3)$$

Втрати тиску  $\Delta P$  пропорційні коефіцієнту тертя  $r_T$ , довжині хвилепроводу  $L$  та коливальній швидкості рідини  $\xi$  в акустичній хвилі:

$$\Delta P = r_T \cdot L \cdot \xi. \quad (4)$$

Для труби діаметром  $d$ , набагато меншим за довжину хвилі,  $r_T$  можна розрахувати за формулою Стокса-Геймгольца [7]:

$$r_T = \frac{2\sqrt{2\rho\mu\omega}}{d}, \quad (5)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, що заповнює свердловину (для води  $\mu \approx 10^{-3}$  Па·с);  $\omega = 2\pi f$  – кругова частота.

Враховуючи те, що в середньому по довжині хвилепроводу  $\xi = \frac{P}{\rho c}$ , і підставляючи (4),(5) в (3), отримуємо:

$$\eta_{xb} \approx 1 - \frac{2r_T L}{\rho c} = 1 - \frac{8L\sqrt{\pi \cdot \mu \cdot f / \rho \cdot c^2}}{d}. \quad (6)$$

Як видно з (6), втрати гідровібраційної енергії в хвилепроводі заданої довжини обернено пропорційні діаметру трубопроводу  $d$  і збільшуються пропорційно кореню квадратному з частоти.

При визначенні параметра  $\cos\varphi_{z_{bx}}$  (перша складова (1)) необхідно перш за все врахувати те, що відрізок НКТ є довгою лінією, вхідний імпеданс якої залежить від довжини хвилепроводу, імпедансу навантаження та частоти, на якій відбувається збудження [7]:

$$Z_{\text{вх}} = \frac{Spc(sh(\gamma L) + Z_{\text{н}}ch(\gamma L))}{Z_{\text{н}}sh(\gamma L) + ch(\gamma L)}, \quad (7)$$

де  $\gamma = \beta + ik$  – стала поширення.

Нехтуючи втратами в хвилепроводі обмеженої довжини,  $\beta \approx \frac{r_{\text{г}}}{2\rho c} \rightarrow 0$ , при  $\gamma = ik = i\omega/c_{\text{хв}}$  отримуємо спрощений вираз

$$Z_{\text{вх}} = R_{\text{вх}} + iX_{\text{вх}} = \frac{R_{\text{н}} + R_{\text{н}}^2 \text{tg}(kL)}{\Delta} + \frac{i(X_{\text{н}} + \text{tg}(kL) - R_{\text{н}}^2 kL - X_{\text{н}}^2 \text{tg}(kL) - X_{\text{н}} \text{tg}^2(kL))}{\Delta},$$

де  $\Delta = 1 + 2X_{\text{н}} \text{tg}(kL) - X_{\text{н}}^2 \text{tg}^2(kL)$ .

Як видно з (8), коефіцієнт використання наявної потужності генератора  $\cos \varphi_{Z_{\text{вх}}} = R_{\text{вх}}/|Z_{\text{вх}}|$  досить складним чином залежить від довжини хвилепроводу  $L$ , хвильового числа  $k$  та величини складових імпедансу навантаження  $Z_{\text{н}}$ . Зважаючи на те, що довжина хвилепроводу  $L$  та параметри його навантаження  $Z_{\text{н}}$  визначаються особливостями технологічного процесу, пошук максимального значення  $\cos \varphi_{Z_{\text{вх}}}$  можливий тільки в площині параметру  $\gamma$ , тобто в залежності від частоти параметрів вхідного імпедансу.

Для визначення алгоритму максимізації параметра  $\cos \varphi_{Z_{\text{вх}}}$  за формулою (8) з урахуванням (2) побудуємо частотні характеристики активної та реактивної складових вхідного імпедансу хвилепроводу при корисному навантаженні, яке суттєво змінюється при зміні умов технологічного процесу, наприклад, в межах  $0,25 < R < 3$ ,  $C_0 = 0,23 \cdot 10^{-4}$  м/н, де  $R = R_{\text{к}}/Z_{\text{хв}}$ .

Як видно з рис. 2, частотна характеристика  $R_{\text{вх}}$  хвилепроводу, розрахована на ПК за формулою (8) з використанням пакету MATLAB при фіксованих значеннях  $R$ , має ряд максимумів (резонансів) та мінімумів (антирезонансів), які періодично повторюються з підвищенням частоти. Положення максимумів та мінімумів  $R_{\text{вх}}$  на частотній осі та їх величини залежать від значення параметру  $R$ . Вхідна реактивність хвилепроводу має періодичний осцилюючий характер, нульові значення якої при зміні знаку  $X_{\text{вх}}$  з плюса на мінус завжди відповідають резонансним та антирезонансним частотам  $R_{\text{вх}}$  при зміні знаку  $X_{\text{вх}}$  з мінуса на плюс. Слід очікувати, що ці особливості частотних характеристик активної і реактивної складових вхідного імпедансу збережуться при будь-яких змінах значень імпедансу навантаження.

Таким чином, максимальні значення параметра  $\cos \varphi_{Z_{\text{вх}}} \rightarrow 1$  можуть бути отримані лише у вузьких смугах частот поблизу нульових значень  $X_{\text{вх}}$ , що потребує збудження хвилепроводу на одній з резонансних або антирезонансних частот системи. Залежність значення резонансної частоти системи від параметра  $Z_{\text{н}}$  вимагає, крім того, постійного відслідковування в процесі роботи резонансної або антирезонансної частоти системи частотою керуючого генератора 4.

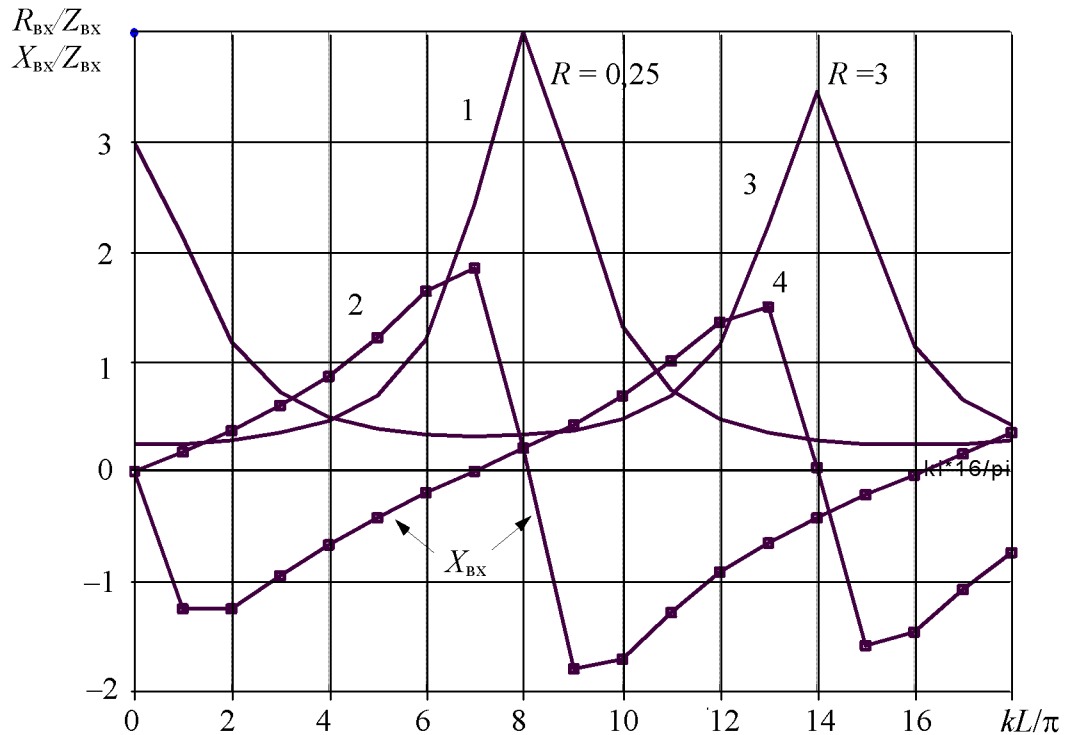


Рис. 2. Частотні характеристики складових вхідного імпедансу хвилепроводу, розрахованих для  $R = 0,25$  (криві 1, 2) та  $R = 3$  (криві 3, 4)

Ця операція може бути виконана за допомогою системи фазового автоматичного підстроювання частоти (ФАПЧ). При цьому за керуючий параметр системи ФАПЧ слід використати фазовий зсув між тиском  $P$  і коливальною швидкістю  $\xi$  у звуковій хвилі на вході хвилепроводу [5]. Резонансним та антирезонансним частотам системи відповідає нульовий фазовий зсув між  $P$  і  $\xi$ . Слід також звернути увагу на те, що визначення резонансної частоти системи при відомій довжині НКТ  $L$  дозволяє встановити значення імпедансу навантаження  $Z_H$  і вести його технологічний контроль у процесі роботи.

## Висновки

Проведені дослідження показали, що досягнення найбільшої енергетичної ефективності передачі гідровібраційної енергії по рідинному хвилепроводу вимагає використання максимально можливих діаметрів хвилепроводу, його збудження на одній з найнижчих резонансних або антирезонансних частот системи генератор–хвилепровід–навантаження, постійного відслідковування резонансної частоти системи в процесі роботи, зменшення або компенсації реактивної складової навантаження та усунення шляхів витоку енергії з зони корисного споживання. Крім того, повне використання наявної потужності генератора  $I$  на вході свердловини, враховуючи можливу зміну вхідного імпедансу системи в широких межах,

потребує використання генератора потужності як джерела гідровібраційних коливань.

При виконанні цих умов  $\cos\varphi_{Z_{\text{вх}}} \rightarrow 1$ ,  $\cos\varphi_{Z_{\text{н}}} \rightarrow 1$ ,  $\eta_{\text{н}} \rightarrow 1$ ,  $H \rightarrow \eta_{\text{хв}}$ . Наприклад, для водозаповненої НКТ з внутрішнім діаметром  $d = 0,05$  в свердловині глибиною  $L = 100$  м при резонансній частоті  $f \approx 8$  Гц (півхвильовий резонанс) отримуємо  $H \rightarrow \eta_{\text{хв}} \approx 0,94$ , що є досить хорошим показником енергетичної ефективності рідинного хвилепроводу.

Частотна вибірність рідинного хвилепроводу та зменшення коефіцієнта його корисної дії з підвищенням частоти суттєво зменшують ефективність систем з поверхневими генераторами імпульсної (ударної) дії, частота імпульсів в яких, як правило, не збігається з резонансними частотами хвилепроводу. Крім того, розподіл енергії коротких ударних імпульсів на область досить високих частот призводить до додаткових втрат енергії імпульсів в хвилепроводі.

Отримані результати доцільно використати при розробленні пристроїв інфранизькочастотного гідровібраційного стимулювання продуктивності нафтогазових свердловин та пристроїв гідровібраційної очистки фільтрів дренажних та артезіанських свердловин.

В подальших дослідженнях слід точніше визначити реактивність реального навантаження та розробити шляхи її компенсації.

1. Боголюбов Б. Н. и др. Интенсификация добычи нефти низкочастотным акустическим воздействием // Нефтяное хозяйство. – 2000. – № 9. – С. 80–81.
2. Шлеин Г. А., Газимов Р. Р., Ирипханов Р. Д. Применение вибрационно-циклических методов интенсификации притока и восстановления приемистости при освоении скважин // Нефтяное хозяйство. – 2000. – № 9. – С. 67–79.
3. А. с. 1701896 СССР, МПК E21B 43/28. Способ повышения проницаемости горных пород на месте залегания и устройство для его осуществления / А. И. Бажал и др. (СССР); 1991, Бюл. № 48.
4. Гаврилко В. М., Алексеев В. С. Фильтры буровых скважин. М.: Недра, 1985. – 334 с.
5. Пат. № 50186 України, МПК E21B 37/04. Спосіб обробки фільтрів свердловин та пристрій для його реалізації / Т. В. Гнітецька, В. А. Гнітецький, С. В. Скрипченко (Україна); 2002, Бюл. № 10.
6. Кузнецов О. Л., Ефимова С. А. Применение ультразвука в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1983. – 192 с.
7. Ржевкин С. Н. Курс лекций по теории звука. – М.: Изд-во МГУ, 1960. – 336 с.