

Висновки

1. Між хімічним складом сталі 17Г1С і її механічними властивостями існують відчутні статистичні зв'язки.

2. Однією з причин невисокої кореляції між механічними властивостями сталі та змінними факторами може бути недостатність інформації про ці чинники. Окрім врахованих в даному дослідженні чинників на властивості сталей впливають також вміст азоту, кисню та водню, вміст залишкового алюмінію, характеристики структурного стану сталі або характеристики технологічних умов виробництва сталі, які визначають при даному хімічному складі її структуру.

3. Результати визначення ударної в'язкості сталі 17Г1С при температурах 293 і 253К, що служать відповідно до ГОСТ для визначення придатності сталі, не можуть бути використані для порівняльної оцінки холодостійкості різних придатних плавів цієї сталі, так як зміна ударної в'язкості сталі при цих температурах не пов'язана однозначно з температурою переходу в крихкий стан.

4. Для подальшого дослідження можливостей множинного кореляційного та регресивного аналізу в області вивчення зв'язків між складом, структурою і властивостями багатокомпонентних технічних сплавів необхідна розробка методів врахування не лінійності та не адитивності впливу багатьох змінних факторів.

Література

1 Лукомский Я.И. Теория корреляции и ее применение к анализу производства. – М.: Госстатиздат, 1958. – 218 с.

2 Кроль Ю.С., Ерохина Л.С. Применение методов корреляционного анализа при исследовании влияния химического состава стали на ее механические свойства // Планирование эксперимента. – М.: Наука, 1966. – С. 62-87.

3 Бобров С.Н. Основы комплексного использования высокопрочных сталей как износостойкого конструкционного материала: Автореф. дис. докт. техн. наук. – М.: МИНГ им. И.М. Губкина, 1990. – 55 с.

УДК 621.671:004.942

ПОБУДОВА НАПІРНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАГІСТРАЛЬНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ 16НД-10*1 ПРИ РІЗНИХ ЧАСТОТАХ ОБЕРТАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА ЗА ДОПОМОГОЮ СИМУЛЯТОРА 20-SIM

В.С.Костишин, П.О.Курляк

*ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48003,
e-mail: p_kurlyak@ukr.net*

*Выполнено усовершенствование созданной авторами Bond Graph модели центробежного насоса, с помощью которой проведено исследование установившихся режимов работы магистрального насоса 16НД-10*1 путем построения на симуляторе 20-sim семейства напорных характеристик при разных значениях частоты вращения рабочего колеса насоса.*

*An improvement of the created by Bond Graph founders model of centrifugal pump was performed. It helps to research the set main pump's operations of 16НД-10*1 on the basis of 20-sim simulator of head characteristics family construction at different rotation frequency of the pump's impeller.*

Постановка проблеми. Проблема неефективної роботи нафтогазового обладнання особливо гостро постає в умовах сучасного стрімкого росту цін на енергоносії. Відомо, що у процесі експлуатації трубопроводу магістральні відцентрові насоси (ВН) часто працюють в неоптимальних режимах, які безперечно призводять до значних необґрунтованих втрат електроенергії. У зв'язку з цим виникає практична необхідність прогнозування оптимальних режимів роботи ВН шляхом побудови сімейства їх напірних характеристик при різних частотах обертання робочого колеса. Застосування сучасних програм імітаційного комп'ютерного

моделювання для вирішення цієї задачі дасть змогу спростити процес аналізу та оперативно-го керування як усталеними, так і перехідними режимами роботи насосних агрегатів.

Аналіз результатів останніх досліджень. Традиційно дослідження режимів роботи ВН проводились такими методами, які не дозволяли результативного впровадження сучасних засобів обчислювальної техніки. Однак з появою нових підходів у моделюванні ВН, пов'язаних з використанням узагальненої теорії кіл Кірхгофа [1], в роботі [2] було запропоновано комп'ютерно-орієнтовану Bond Graph модель

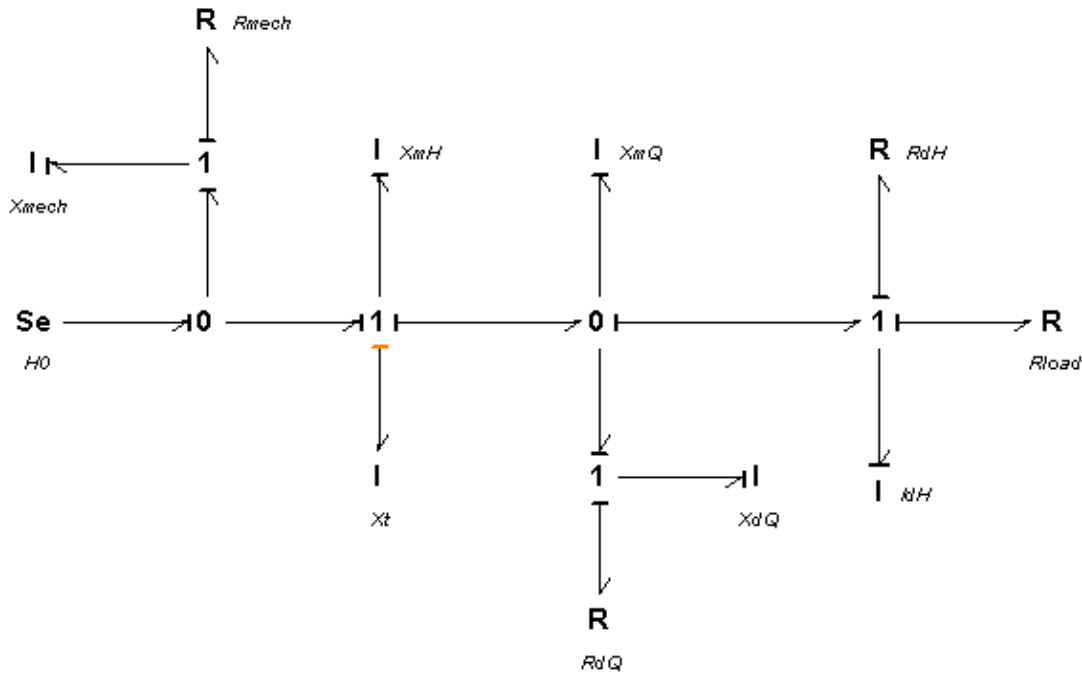


Рисунок 1 — Bond Graph модель ВН

магістральних ВН нафтоперекачувальних станцій, за допомогою якої на основі каталогових конструктивних даних машини можна проводити дослідження усталених режимів роботи при номінальних параметрах ВН. Проте дана модель мала ряд суттєвих недоліків, зокрема не давала змогу зобразити згадане сімейство напірних характеристик ВН безпосередньо за допомогою симулятора 20-sim.

Задачі досліджень. Метою роботи є удосконалення Bond Graph моделі ВН, запропонованої в статті [2], та дослідження усталених режимів магістрального відцентрового насоса 16НД-10*1 шляхом побудови сімейства напірних характеристик за допомогою високоефективної програми імітаційного комп'ютерного моделювання 20-sim.

Виклад основного матеріалу. В процесі експлуатації магістральних трубопроводів ВН насосних станцій повинні працювати при максимальному значенні коефіцієнта корисної дії, тобто з визначеними значеннями напору H і витрати Q . На практиці насоси працюють і в інших режимах, а тому виникає необхідність проводити їх регулювання шляхом зміни співвідношення між напором H та витратою Q . Чіткий вибір необхідного режиму роботи ВН відносно встановлених умов перекачування нафти дає змогу суттєво підвищити ефективність функціонування насосного агрегату та одержати значну економію електроенергії. З цією метою, модернізуємо запропоновану Bond Graph модель ВН (рис.1) [2] та проведемо дослідження усталених режимів роботи магістрального насоса 16НД-10*1 при різних частотах обертання робочого колеса за допомогою си-

мулятора 20-sim. В праці [3] детально описано функціональні можливості і структуру програми 20-sim, та розглянуто основні концептуальні підходи моделювання фізичних систем комп'ютерно-орієнтованим методом Bond Graph.

Bond Graph модель ВН (рис. 1) складається з джерела H_0 , яке створює напір на виході робочого колеса в режимі закритої засувки і набору активних R та інерційних X опорів, які символізують втрати та перетворення енергії в машині. Активні опори відображають незворотні втрати (дисипацію) енергії в довілля у вигляді тепла за рахунок сил в'язкісного тертя між шарами рідини. Інерційні опори спричинюються силами інерції, що протидіють зміні витрати ВН. Зокрема вітка R_{mech}, X_{mech} відтворює механічні енергетичні процеси гідравлічного гальмування, дискового тертя та тертя в підшипниках і сальниках. Вплив скінченної кількості лопатей робочого колеса на напір і витрату машини відображають відповідно опори X_{mH}, X_{mQ} . Вітка зворотнього зв'язку R_{dQ}, X_{dQ} представляє витоки рідини через ущільнення і байпаси ВН, а вітка R_{dH}, X_{dH} – рух рідини у спіральному відводі ВН. Елемент R_{load} символізує зовнішній гідравлічний опір напірного тракту гідромережі, в той час як X_t – внутрішній опір ідеалізованого насоса.

Числові значення основних елементів Bond Graph моделі ВН (рис.1) розраховуємо аналітично через приведені в довідниках конструктивні та номінальні режимні параметри гідромашини. Режимні параметри (напір, витрата, потужність тощо) будуть представлені у вигляді гармонічних функцій кута повороту лопаті θ у віртуальній обертовій системі координат d, q ,

жорстко зв'язаній із робочим колесом машини [1]. Кут повороту лопаті відносно відводу насоса визначається виразом

$$\theta = \int_0^t \omega dt + \theta_0, \quad (1)$$

де: ω – кутова частота обертання робочого колеса, $\omega = \frac{\pi n}{30}$;

θ_0 – початкове значення кута θ в момент часу $t = 0$.

При постійній швидкості обертання колеса $n = const$

$$\theta = \omega t + \theta_0. \quad (2)$$

Застосування обертової системи координат d, q дає змогу позбутися періодичних коефіцієнтів в диференціальних рівняннях, отриманих для опису руху в'язкої нестисливої рідини на ділянці спіральної частини відводу в нерухомій системі координат x, y . Розрахунок числових значень режимних параметрів насоса проводимо в системі відносних одиниць (з індексом *), тобто в частках базових величин тієї ж розмірності. За базові величини вибрано номінальні значення параметрів режиму гідромашини, а саме: напір $H^{ном}$, витрату $Q^{ном}$ та повний гідравлічний опір $Z^{ном} = H^{ном} / Q^{ном}$. Застосування системи відносних одиниць спрощує процес перерахунку параметрів Bond Graph моделі для різних типів ВН.

Алгоритм розрахунку числових значень елементів Bond Graph моделі ВН передбачає встановлення характеру руху рідини за допомогою почергового знаходження чисел Рейнольдса та ітераційного визначення на їх основі активних та реактивних гідроопорів окремих частин гідротракту насоса [1]. Попередньо орієнтовно визначимо співвідношення між активними та індуктивними гідрооперами, що характеризуються відповідною відцентровою формою числа Рейнольдса для робочого колеса – Re_{BK} , спіральної частини і дифузора відводу – Re_{BH} , вітки об'ємних втрат – Re_{BQ} та вітки для моделювання механічних втрат дискового тертя – Re_{Bmex}

$$\left. \begin{aligned} Re_{BK} &= \frac{X_t}{R_t}, Re_{BH} = \frac{X_{dH}}{R_{dH}}, \\ Re_{BQ} &= \frac{X_{dQ}}{R_{dQ}}, Re_{Bmex} = \frac{X_{mech}}{R_{mech}}. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Оскільки згідно з прийнятими допущеннями тепловими втратами (зумовленими силами в'язкості) у робочому колесі, знехтувано, то внутрішній активний опір насоса $R_t = 0$. У цьому випадку $Re_{BK} \approx \infty$.

Відцентрова форма числа Рейнольдса для вітки зворотнього зв'язку (об'ємних втрат) визначається виразом

$$Re_{BQ} = \frac{\pi n^{ном} D_{EpQ}^2}{960g}, \quad (4)$$

де: $n^{ном}$ – частота обертання робочого колеса при номінальному режимі роботи ВН;

D_{EpQ} – еквівалентний гідравлічний діаметр гідротракту об'ємних щільових втрат [1];
 g – в'язкість робочої рідини.

Характер руху рідини у відводі машини орієнтовно оцінимо, аналізуючи число Рейнольдса для його спіральної частини

$$Re_{BH} = \frac{\pi n^{ном} D_{EpH}^2}{960g}, \quad (5)$$

де D_{EpH} – розрахунковий еквівалентний гідравлічний діаметр спіралі відводу [1].

Враховуючи те, що рідина витoku у просторі між робочим колесом та корпусом насоса обертається як тверде тіло із швидкістю рівною половині кутової швидкості колеса, то число Re_{Bmex} для вітки моделювання механічних втрат дискового тертя в першому наближенні приймемо рівним половині Re_{BH}

$$Re_{Bmex} \approx \frac{Re_{BH}}{2}. \quad (6)$$

Розрахунок параметрів Bond Graph моделі ВН проводимо для номінального режиму роботи насоса. За допомогою Bond Graph моделі ВН побудуємо на комплексній площині векторну діаграму напорів та витрат (рис. 2), де наочно виражені співвідношення між елементами моделі.

Для реалізації ітераційного методу розрахунку попередньо задамося початковим значенням коефіцієнта об'ємного стиснення робочого потоку лопатями $\mu_Q^{ном}$ та визначимо наступні номінальні параметри режиму ВН в системі відносних одиниць, а саме:

дійсний напір та витрату на напірному патрубку

$$H_{*D}^{ном} = 1, \quad Q_{*D}^{ном} = 1;$$

теоретичний напір та витрату на виході робочого колеса

$$H_{*T}^{ном} = \frac{1}{\eta_z^{ном}}, \quad Q_{*T}^{ном} = \frac{1}{\eta_o^{ном}};$$

витрату, створену джерелом напору H_0 на вході Bond Graph моделі

$$Q_{*o}^{ном} = \frac{1}{\mu_Q \eta_o^{ном}},$$

де $\eta_z^{ном}$, $\eta_o^{ном}$ – відповідно гідравлічний та об'ємний коефіцієнти корисної дії насоса.

Далі, в обертової системі координат d, q зобразимо джерело напору $\frac{H_0}{\eta_o}$ гармонічною функцією кута повороту лопаті

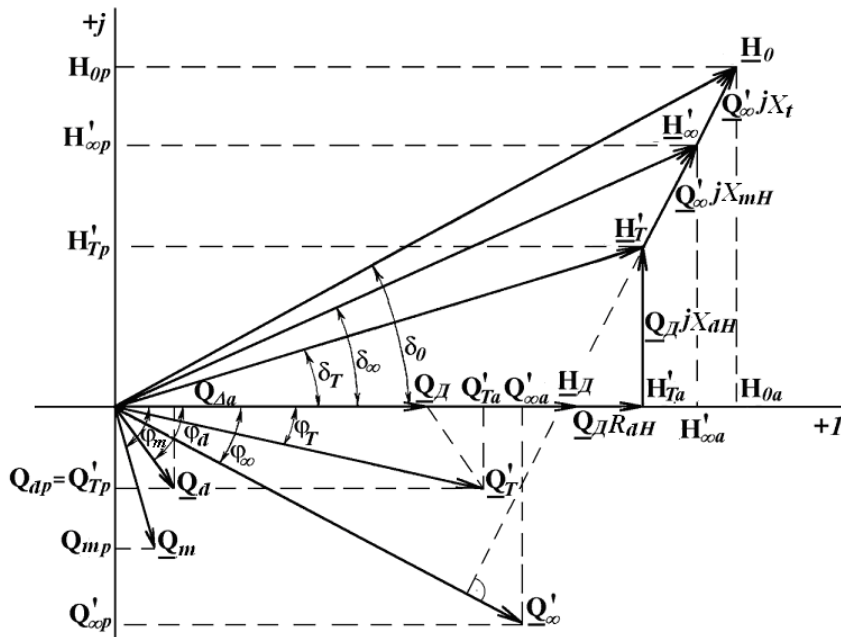


Рисунок 2 — Векторна діаграма напорів та витрат ВН

$$H_0 = H_{*0} \sin(\omega_* t), \quad (8)$$

де: ω_* – частота зміни функції, яка визначається співвідношенням частот обертання робочого колеса при реальному і номінальному режимах роботи ВН, $\omega_* = n/n^{ном}$;

H_{*0} – амплітудне значення функції, яке розраховується за формулою

$$H_{*0} = k_{Dp} \left(\frac{\pi D_{2E} n^{ном}}{60} \right)^2 \frac{1}{gH^{ном}}, \quad (9)$$

$$k_{Dp} = \frac{m_{Dp}^2 - 1}{m_{Dp}^2},$$

де $m_{Dp} = D_{2E}/D_{1Ep}$ – співвідношення еквівалентних значень зовнішнього та розрахункового внутрішнього діаметрів колеса насоса.

Обчислюємо величину внутрішнього гідравлічного опору насоса X_{*t}

$$X_{*t} = \left(H_{*0} - \frac{1}{\eta_z^{ном} \mu_H} \right) \eta_o^{ном} \mu_Q, \quad (10)$$

де μ_H – коефіцієнт зниження напору під впливом скінченної кількості лопатей.

Опори вітки механічних витрат R_{*mech}, X_{*mech} обчислюємо із виразів

$$R_{*mech} = \frac{Z_{*mech}}{\sqrt{Re_{mech}^2 + 1}}, \quad (11)$$

$$Z_{*mech} \approx \frac{H_{*0}^2 \cdot \eta^{ном}}{1 - \eta_{mv}^{ном}}, \quad (12)$$

$$X_{*mech} = Re_{mech} \cdot R_{*mech}, \quad (13)$$

де: $\eta^{ном}$ – повний коефіцієнт корисної дії насоса;

$\eta_{mv}^{ном}$ – внутрішній механічний (враховує втрати дискового тертя) коефіцієнт корисної дії насоса.

Із векторної діаграми обчислюємо гідроопори R_{*dH}, X_{*dH} спірального відводу

$$R_{*dH} = \frac{\sqrt{1 - (1 + Re_{BH}^2) \cdot (1 - (H_{*T}^{ном})^2)} - 1}{1 + Re_{BH}^2}, \quad (14)$$

$$X_{*dH} = R_{*dH} \cdot Re_{BH}. \quad (15)$$

Для визначення гідроопорів вітки об'ємних витрат R_{*dQ}, X_{*dQ} необхідно попередньо розрахувати номінальні значення кутів $\delta_T^{ном}$ (між зображуваними векторами H_T і H_D), та $\phi_d^{ном}$ (між векторами Q_d та Q_D)

$$\delta_T^{ном} = \arctg\left(\frac{X_{*dH}}{1 + R_{*dH}}\right), \quad (16)$$

$$\phi_d^{ном} = \arctg(Re_{BQ}) - \delta_T^{ном}. \quad (17)$$

Відносно номінального значення модуля вектора Q_d та його активну $Q_{*da}^{ном}$ і реактивну $Q_{*dp}^{ном}$ складові знаходимо за формулами

$$Q_{*d}^{ном} = \sqrt{(Q_{*T}^{ном})^2 - \sin^2(\phi_d^{ном})} - \cos(\phi_d^{ном}), \quad (18)$$

$$Q_{*da}^{ном} = Q_{*d}^{ном} \cdot \cos(\phi_d^{ном});$$

$$Q_{*dp}^{ном} = Q_{*d}^{ном} \cdot \sin(\phi_d^{ном}). \quad (19)$$

В свою чергу, гідроопори R_{*dQ}, X_{*dQ} визначаємо із таких виразів

$$R_{*dQ} = \frac{H_{*T}^{ном}}{Q_{*d}^{ном} \cdot \sqrt{1 + Re_{BQ}^2}}, \quad (20)$$

$$X_{*dQ} = R_{*dQ} \cdot Re_{BQ}. \quad (21)$$

Активна $Q_{*Ta}^{ном}$ та реактивна $Q_{*Tp}^{ном}$ складові зображуючого вектора теоретичної витрати Q_T у номінальному режимі роботи становлять

$$Q_{*Ta}^{ном} = 1 + Q_{*da}^{ном}, \quad (22)$$

$$Q_{*Tp}^{ном} = Q_{*dp}^{ном}. \quad (23)$$

Номінальне значення кута $\varphi_m^{ном}$ та розрахункові коефіцієнти F_5, F_6 знаходимо за формулами

$$\varphi_m^{ном} = \arctg(Re_{BK}) - \delta_T^{ном}, \quad (24)$$

$$F_5 = Q_{*Ta}^{ном} \cos(\varphi_m^{ном}) + Q_{*Tp}^{ном} \sin(\varphi_m^{ном}), \quad (25)$$

$$F_6 = (Q_{*\infty}^{ном})^2 - (Q_{*T}^{ном}).$$

Номінальне значення модуля вектора Q_m та індуктивний гідроопір X_{*mQ} , який враховує об'ємне стиснення робочого потоку лопатями ВН обчислюємо із співвідношень

$$Q_{*m}^{ном} = \sqrt{F_5^2 + F_6} - F_5, \quad (26)$$

$$X_{*mQ} = \frac{H_{*T}^{ном}}{Q_{*m}^{ном}}. \quad (27)$$

Активні та реактивні складові зображуючих векторів H_T , Q_m та Q_∞ знаходимо за формулами

$$H_{*Ta}^{ном} = 1 + R_{*dH}, \quad H_{*Tp}^{ном} = X_{*dH}; \quad (28)$$

$$Q_{*ma}^{ном} = Q_{*m}^{ном} \cos(\varphi_m^{ном}), \quad (29)$$

$$Q_{*mp}^{ном} = Q_{*m}^{ном} \sin(\varphi_m^{ном});$$

$$Q_{*\infty a}^{ном} = Q_{*Ta}^{ном} + Q_{*ma}^{ном}, \quad (30)$$

$$Q_{*\infty p}^{ном} = Q_{*Tp}^{ном} + Q_{*mp}^{ном}.$$

У цьому випадку гідроопір X_{*mH} визначимо з таких співвідношень:

$$X_{*mH} = X_{*t1} - X_{*t}, \quad (31)$$

де:

$$X_{*t1} = \frac{\sqrt{F_7^2 + \left(H_{*0}^2 - (H_{*T}^{ном})^2 \right) \cdot (Q_{*\infty}^{ном})^2} - F_7}{(Q_{*\infty}^{ном})^2}, \quad (32)$$

$$F_7 = H_{*Ta}^{ном} Q_{*\infty p}^{ном} + H_{*Tp}^{ном} Q_{*\infty a}^{ном}. \quad (33)$$

Об'єднаємо згідно з правилами спрощення Bond Graph елементів два інерційні опори X_{*t} та X_{*mH} , в один – X_{*tmH} , і, таким чином, позбудемося диференціальної причинності елементів Bond Graph моделі:

$$X_{*tmH} = X_{*t} + X_{*mH}. \quad (34)$$

Результати розрахунку параметрів Bond Graph моделі насоса 16НД-10*1 при початковому значенні $\mu_Q^{ном} = 0.598$ наведено в табл. 1.

Модернізуємо вищезгадану Bond Graph модель ВН (рис. 1) шляхом додавання додаткових підмоделей, необхідних для успішного проведення експерименту.

Джерело напору H_0 згідно з (8) представляємо модульованим елементом *MSe* із генератором вхідного сигналу *WaveGenerator1* синусоїдальної форми, оскільки вважаємо, що швидкість обертання робочого колеса є постійною. Параметрами генератора *WaveGenerator1* згідно (9) є амплітуда та частота комплексної функції напору.

Зовнішній гідравлічний опір напірного тракту гідромережі R_{load} представляємо модульованим елементом *MR_{load}* із генератором *SignalGenerator1* ступеневої зміни в часі величини цього опору від значення при закритій засувці на напірному патрубку до значення повного відкриття засувки.

Для отримання значень напору H_D та витрати Q_D при заданому режимі роботи ВН у вітці перед засувкою розроблено та встановлено такі підмоделі:

- давачі *EffortSensor1* та *FlowSensor1*, за допомогою яких отримуємо гармонічні функції напору H_D (*effort*) та витрати Q_D (*flow*) залежно від зміни гідроопору напірного тракту R_{load} та здійснюємо перерахунок отриманих миттєвих значень із системи відносних базових одиниць в систему іменованих одиниць шляхом множення на базові номінальні значення;

- спеціалізовані функціональні модулі *Submodel_H* та *Submodel_Q* для переходу від обертової до нерухої системи координат;

- підмоделі *SignalMonitor_H* і *SignalMonitor_Q* для зображення результатів моделювання у спеціальному вікні симулятора 20-sim.

Після здійснення вказаної модернізації Bond Graph модель ВН вигляду, зображеного на рис. 3.

Наступним кроком здійснюємо дослідження усталених режимів роботи магістрального відцентрового насоса 16НД-10*1 при різних частотах обертання робочого колеса. Для цього модернізовану Bond Graph модель ВН вводимо у вікно „Редактора” програми 20-sim, кожному елементу даної моделі присвоюємо розраховані вище числові значення (табл. 1) та у вікні

Таблиця 1 — Результати розрахунку параметрів Bond Graph моделі відцентрового насоса 16НД-10*1

Номінальні режимні параметри насоса та проміжні результати розрахунків										
$H^{ном} = 230 \text{ м}$	$\eta_{мех}^{ном} = 0.928$	$Re_{BK} \approx \infty$	$Q_{*T}^{ном} = 1.032$	$H_{*T}^{ном} = 1.09$						
$Q^{ном} = 2200 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$	$\mathcal{G} = 1 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$Re_{BH} = 584.72$	$Q_{*Ta}^{ном} = 1.032$	$H_{*Ta}^{ном} = 1.001$						
$n^{ном} = 3000 \text{ об/хв}$	$D_{2E} = 0.444 \text{ м}$	$Re_{BQ} = 0.688$	$Q_{*Tp}^{ном} = 6.33 \cdot 10^{-3}$	$H_{*Tp}^{ном} = 0.432$						
$\eta^{ном} = 0.83$	$m_{Dp} = 2.01$	$Re_{Bmex} = 292.36$	$Q_{*d}^{ном} = 0.033$	$Q_{*so}^{ном} = 1.752$						
$\eta_z^{ном} = 0.917$	$k_{Dp} = 0.752$	$X_{*tl} = 0.339$	$Q_{*da}^{ном} = 0.032$	$Q_{*soa}^{ном} = 1.452$						
$\eta_o^{ном} = 0.969$	$\mu_Q = 0.895$	$Z_{*mech} = 30.161$	$Q_{*dp}^{ном} = 6.33 \cdot 10^{-3}$	$Q_{*soP}^{ном} = 0.98$						
$\eta_{мех}^{ном} = 0.934$	$\mu_H = 0.827$	$F_5 = 0.415$	$Q_{*m}^{ном} = 1.06$	$\delta_T^{ном} = 23.32^\circ$						
$D_{EpQ} = 2.648 \cdot 10^{-4} \text{ м}$		$F_6 = 2.004$	$Q_{*ma}^{ном} = 0.42$	$\phi_d^{ном} = 11.17^\circ$						
$D_{EpH} = 7.717 \cdot 10^{-3} \text{ м}$		$F_7 = 1.608$	$Q_{*mp}^{ном} = 0.973$	$\phi_m^{ном} = 66.65^\circ$						
Числові значення елементів Bond Graph моделі насоса										
H_{*0}	R_{*mech}	X_{*mech}	X_{*t}	X_{*mH}	X_{*tmH}	X_{*mQ}	R_{*dQ}	X_{*dQ}	R_{*dH}	X_{*dH}
1.622	0.103	30.16	0.264	0.075	0.339	1.028	27.52	18.94	7.39×10^{-4}	0.432

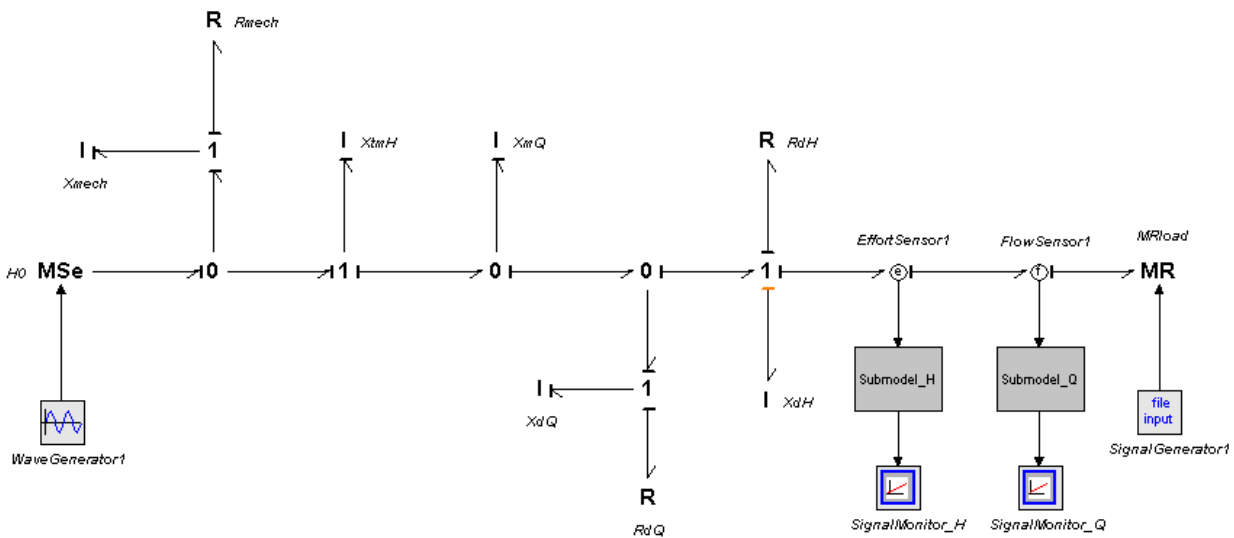


Рисунок 3 – Модернізована Bond Graph модель ВН

„Симулятор” проводимо наступні етапи експерименту:

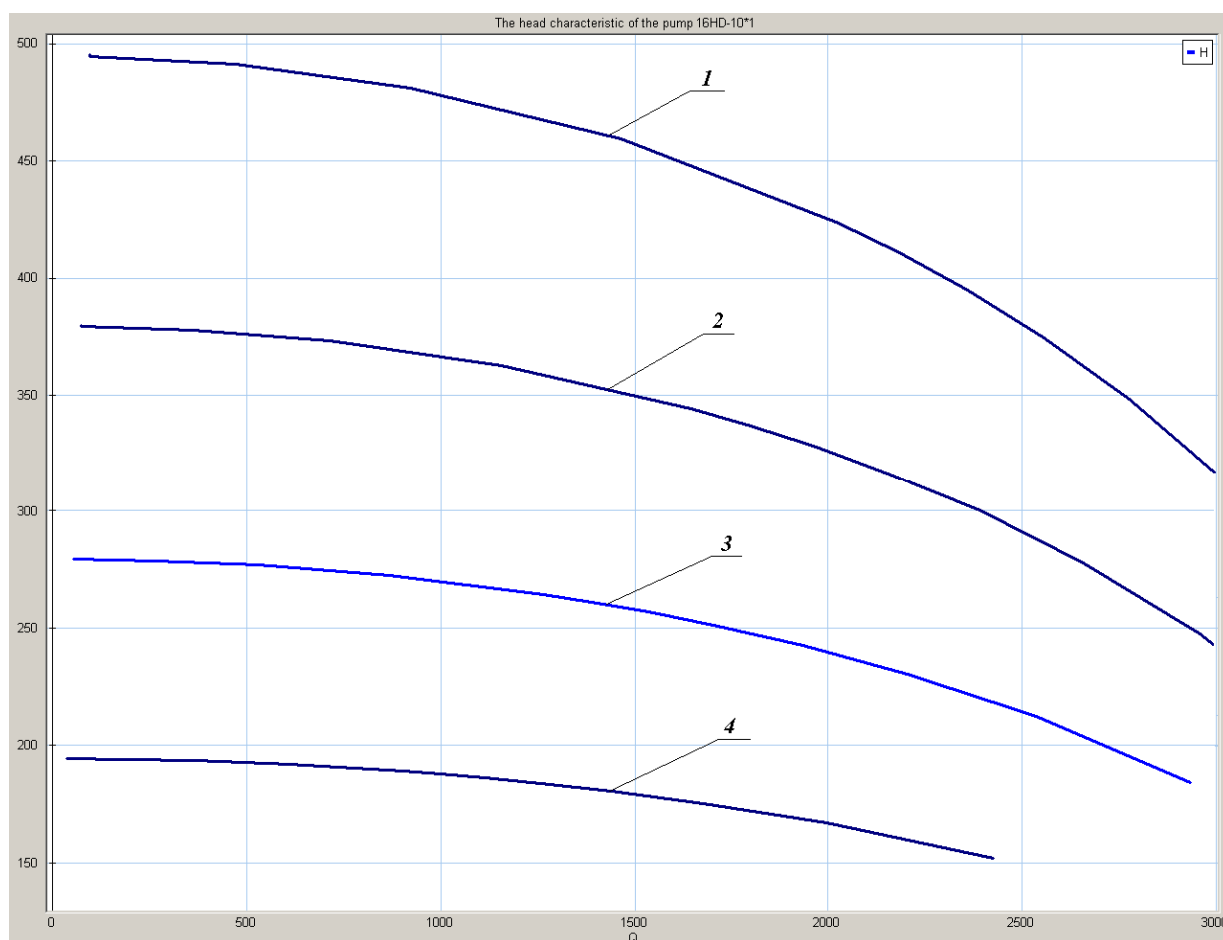
- задаємо початковий $t = 0$ і кінцевий $t = 600 \text{ с}$. час протікання технологічного процесу, протягом якого відбувається повне відкриття засувки на напірному патрубку;
- встановлюємо числовий метод Ейлера для розв’язку генерованих програмою диференціальних рівнянь стану моделі;
- формуємо вікно отримання результатів моделювання;
- почергово змінюючи значення параметра частоти обертання робочого колеса насоса n на вхідному генераторі джерела напору H_0

WaveGenerator1 отримуємо напірні характеристики насоса 16НД-10*1.

Результати моделювання усталених режимів роботи магістрального насоса 16НД-10*1 у вигляді сімейства напірних характеристик при різних частотах обертання робочого колеса зображено у спеціалізованому вікні симулятора 20-sim (рис. 4).

Висновки

1. Удосконалено створену авторами комп’ютерно-орієнтовану Bond Graph модель ВН та проведено розрахунок параметрів даної моделі для магістрального насоса 16НД-10*1.



1 – $n = 4000 \text{ об/хв}$; 2 – $n = 3500 \text{ об/хв}$; 3 – $n = n^{\text{ном}} = 3000 \text{ об/хв}$; 4 – $n = 2500 \text{ об/хв}$.

Рисунок 4 – Сімейство напірних характеристик ВН 16НД-10*1 при різних частотах обертання робочого колеса

2. Проведено дослідження усталених режимів роботи магістрального насоса 16НД-10*1 за допомогою удосконаленої Bond Graph моделі ВН та симулятора 20-sim, внаслідок чого побудовано сімейство напірних характеристик при різних частотах обертання робочого колеса.

3. Отримана Bond Graph модель ВН дає можливість надалі проводити дослідження динамічних режимів роботи лопатевих гідромашин.

Література

1 Костишин В.С. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогидравлічної аналогії. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 164 с.

2 Костишин В.С., Курляк П.О. Bond Graph модель магістральних відцентрових насосів нафтоперекачувальних станцій // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 1 (22). – С.56-63.

3 Костишин В.С., Курляк П.О. Створення комп'ютерно-орієнтованих моделей електроприводних агрегатів нафтогазової промисловості // Нафтогазова енергетика. – 2007. – № 1 (2). – С.50-56.