

## ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ РОТОРОВ ВЫСОКООБОРОТНЫХ НАСОСОВ ПЕРВОГО КОНТУРА АЭС

*В.И.Симоновский, д-р техн. наук, профессор;  
А.С. Яценко, аспирант,  
Сумский государственный университет, г. Сумы;  
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы*

*На основе экспериментальных данных и численных расчётов динамики высокооборотных роторов рассмотрены особенности их колебаний. Показано, что при оценке отстройки этих роторов от критических частот вращения необходимо рассматривать валопровод в целом, включая гидромuftу. Даны рекомендации по отстройке от критических частот вращения и балансировке роторов высокооборотных насосов для АЭС.*

**Ключевые слова:** *динамика высокооборотных насосов, критическая скорость вращения, первая собственная частота колебаний, вторая собственная частота колебаний, гидромuftа, агрегат, жесткий ротор.*

*На основі експериментальних даних та числових розрахунків динаміки високооборотних роторів розглянуті особливості їх коливань. Показано, що при оцінці регулювання цих роторів від критичних частот обертання необхідно розглядати валопровід у цілому, включаючи гідромuftу. Подано рекомендації щодо регулювання від критичних частот обертання та балансування роторів високооборотних насосів для АЕС.*

**Ключові слова:** *динаміка високооборотних насосів, критична швидкість обертання, перша власна частота обертання, друга власна частота обертання, гідромuftа, агрегат, жорсткий ротор.*

### ВВЕДЕНИЕ

Агрегаты типа ЦНА 60-180 предназначены для уплотнения главных циркуляционных насосов блоков АЭС с реактором ВВЭР-1000, а также для байпасной очистки теплоносителя, борного регулирования реактивности путем изменения концентрации борной кислоты в теплоносителе. Такие же функции имеют и агрегаты ЦНА 50-135, в которых концевая ступень заменена на проставку, т.е. являются унификацией вышеописанного агрегата и предназначены для блоков ВВЭР-440. Состоят эти агрегаты из привода (электродвигателя), гидродинамической муфты МГ-М-500 со встроенным мультипликатором и насоса, соединенных между собой зубчатыми муфтами. Подробное описание конструкции и принцип работы насоса приведено в [1].

К настоящему времени рассматриваемое насосное оборудование, разработанное ВНИИАЭН в 60 – 70-х годах прошлого века, отработав на АЭС по 30 и более лет, физически и морально устарело. В связи с этим институт ВНИИАЭН модернизировал вышеупомянутые электронасосные агрегаты, а также разработал новый подпиточный насос ЦНА 60-180-1 [2].

Валопроводы этих агрегатов являются одними из наиболее проблемных с точки зрения вибронадёжности. Ниже рассмотрены результаты испытаний и численных экспериментов указанных валопроводов, даны рекомендации по улучшению их вибронадёжности.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ И ЧИСЛЕННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

При испытаниях насосного агрегата ЦНА 60-180-1 на испытательной площадке завода АЭН СМНПО им. М.В.Фрунзе уровни виброскорости, измеренные на корпусах подшипниковых опор, при номинальной частоте

вращения (148 Гц) превышали требования технических условий. После подбалансировки ротора насоса удалось снизить уровни вибрации на номинальной частоте вращения до требуемых значений. На частотах, отличных от номинальной, наблюдался рост уровней вибрации выше допустимых. При исследованиях, с целью установления причин роста вибрации, получены спектральные вибрационные характеристики насоса для трех рабочих скоростей вращения: 4605 об/мин (рис. 1), 7675 об/мин (рис. 2) и 8850 об/мин (рис. 3).

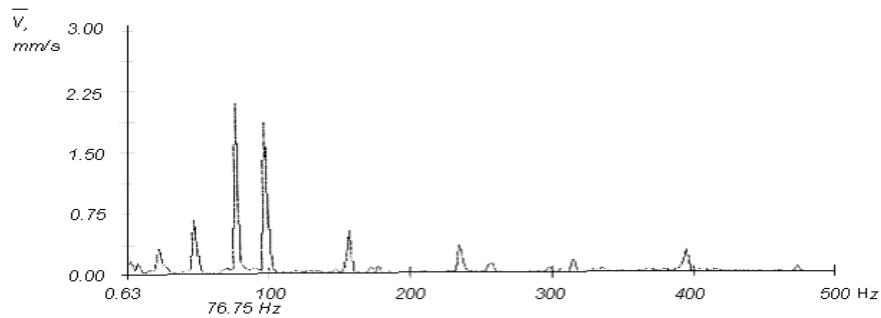


Рисунок 1 – Спектральная вибрационная характеристика ЦНА 60-180-1 (4605 об/мин)

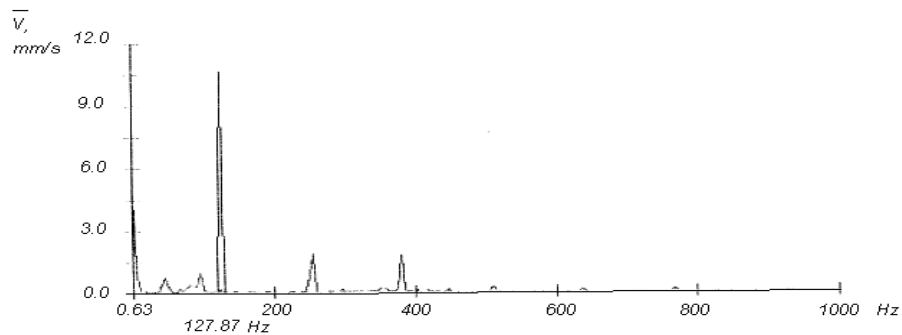


Рисунок 2 – Спектральная вибрационная характеристика ЦНА 60-180-1 (7675 об/мин)

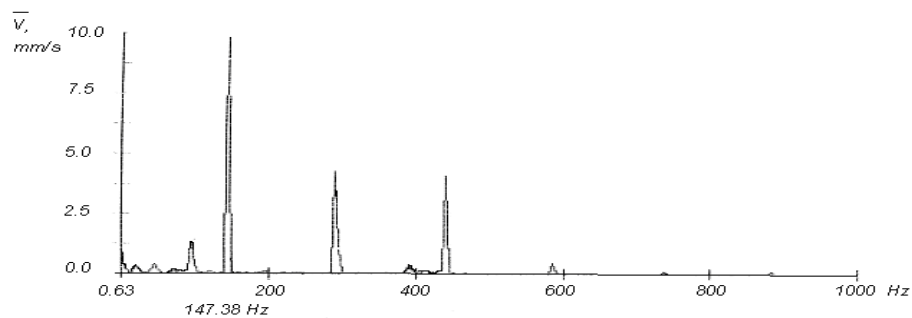


Рисунок 3 – Спектральная вибрационная характеристика ЦНА 60-180-1 (8850 об/мин)

Из рисунков 1, 2 и 3 видно, что в спектрах присутствует субгармоника на частоте около 100 Гц, не зависящая от оборотной частоты. При переходе через эту частоту среднее квадратическое значение виброскорости вырастает на порядок, что характеризует переход через критическую частоту.

Подтверждением этого является характеристика выбега насоса, представленная на рисунке 4.

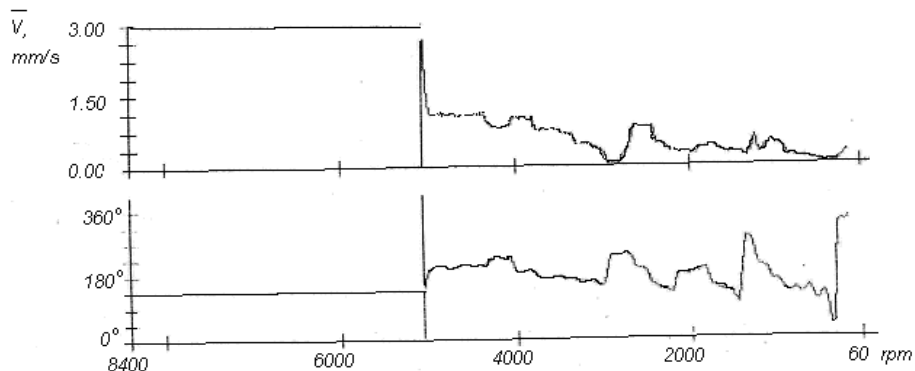


Рисунок 4 – Характеристика выбега насоса ЦНА 60-180-1

При расчете с помощью ПЭВМ парциальных собственных частот вращения ротора насоса (т.е. при рассмотрении ротора насоса как отдельной динамической системы) получили для первой собственной частоты величину 258 Гц. Форма колебаний ротора насоса на этой частоте приведена на рисунке 5, а расчётная схема – на рисунке 6.

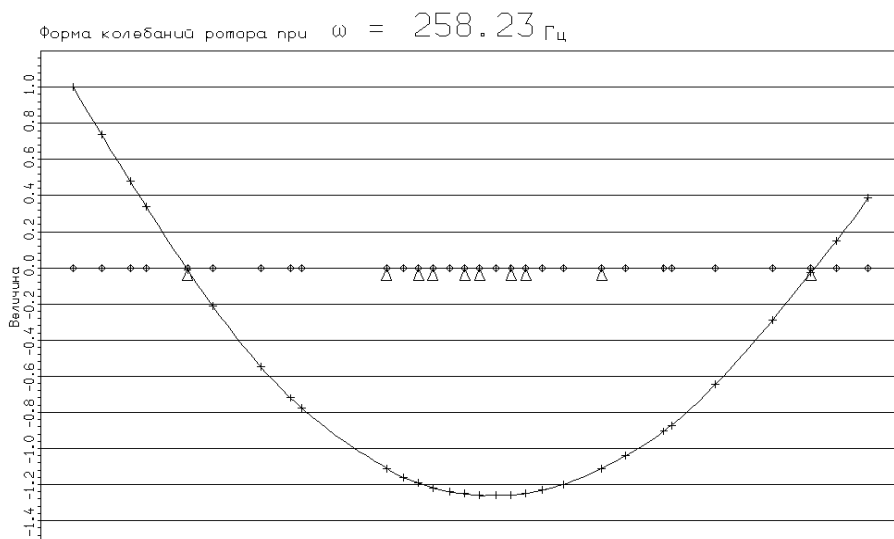


Рисунок 5 – Форма колебаний ротора насоса

Из расчета следует, что ротор насоса является жестким.

Далее был выполнен расчет собственной частоты вращения валопровода в целом. Первая собственная частота вращения валопровода, полученная расчетным путем, совпала с частотой, полученной экспериментально – 112 Гц. Вторая собственная частота – 239 Гц. Расчетная схема приведена на рисунке 7, а формы колебаний для первой и второй собственных частот колебаний соответственно на рисунке 8.

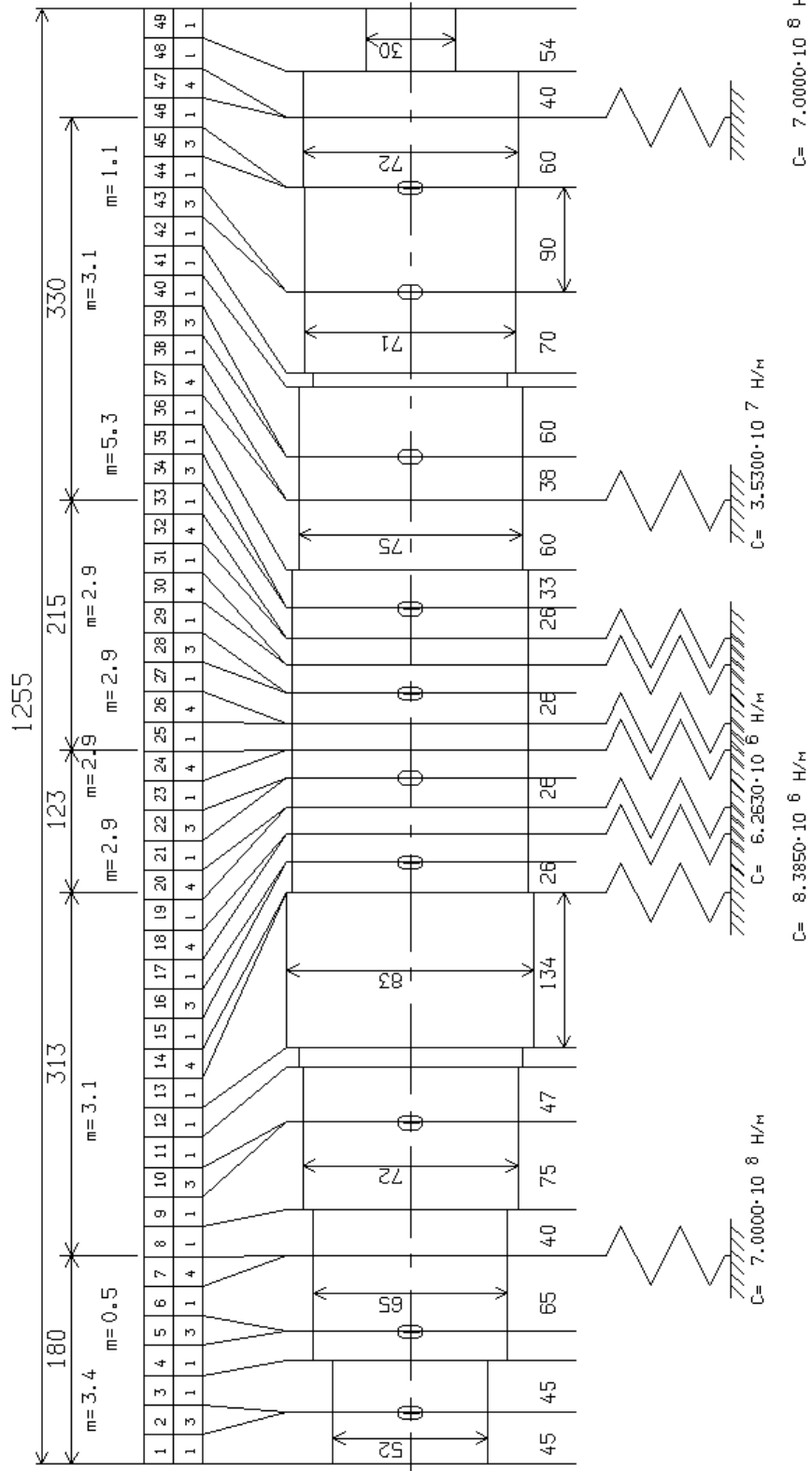


Рисунок 6 – Расчетная схема ротора насоса

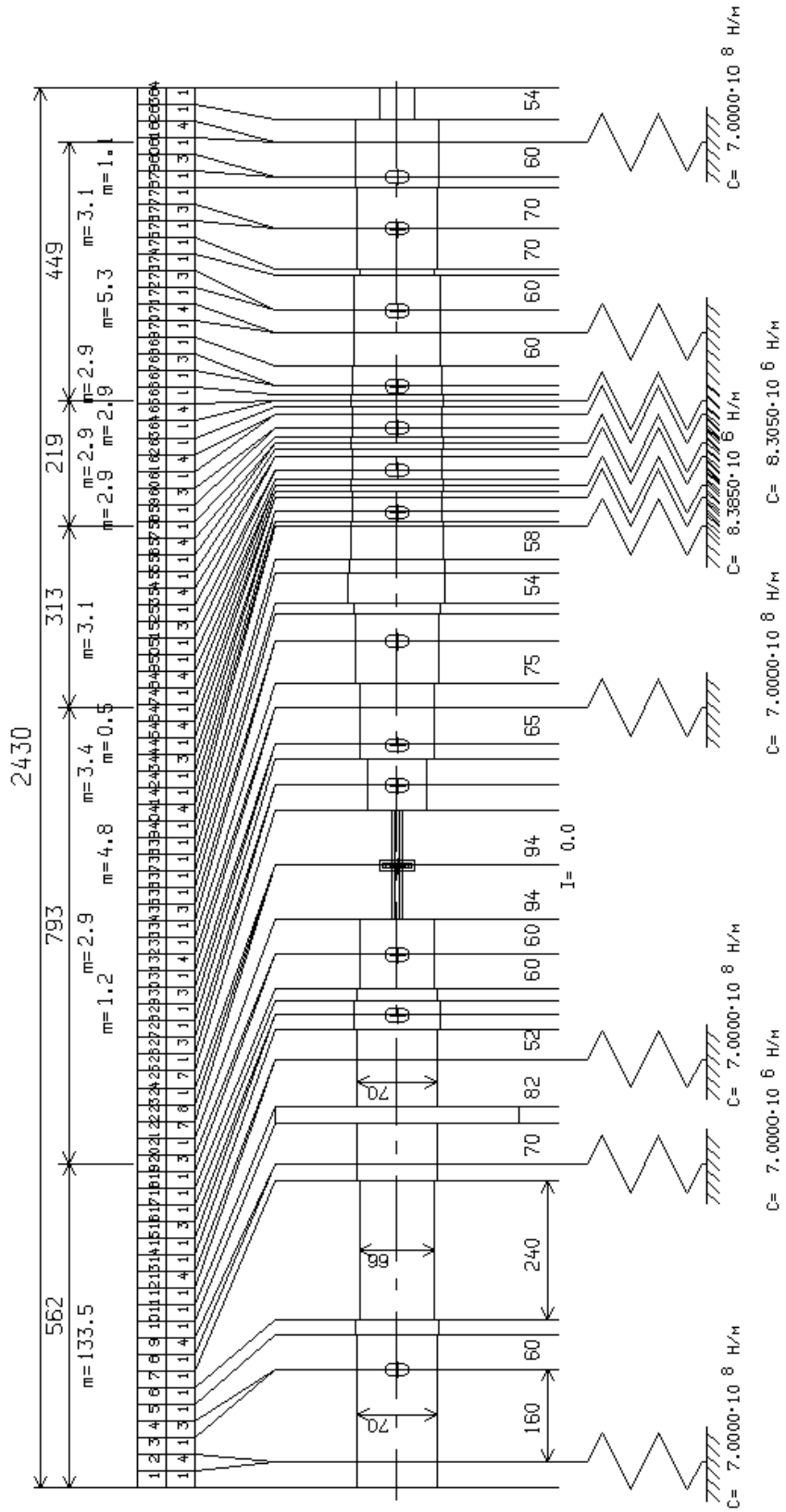


Рисунок 7 – Расчетная схема волопровода

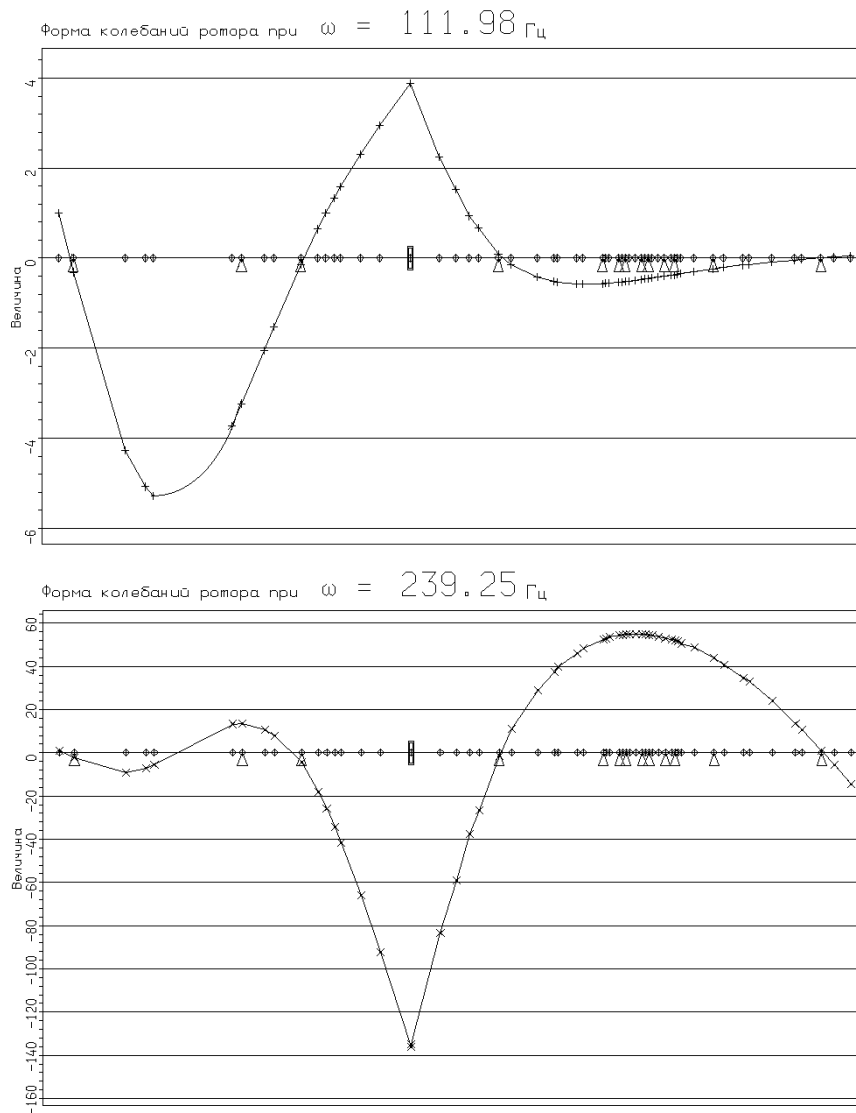


Рисунок 8 – Первая и вторая собственные формы колебаний валопровода

Как видно из рисунка 8, наиболее чувствительным элементом при колебаниях валопровода на критических частотах является гидромуфта. Был выполнен расчет парциальной собственной частоты колебаний для ротора гидромуфты. Расчетная схема ротора гидромуфты приведена на рисунке 9, а формы колебаний соответственно для первой и второй собственных частот показаны на рисунке 10.

Полученные результаты показывают, что первая собственная частота колебаний роторной системы агрегата (валопровода) обусловлена конструкцией гидромуфты. Поэтому были рассмотрены два пути улучшения вибрационного состояния агрегата: изменение конструкции гидромуфты и использование при балансировке в качестве одной из плоскостей коррекции сечения в области ротора гидромуфты.

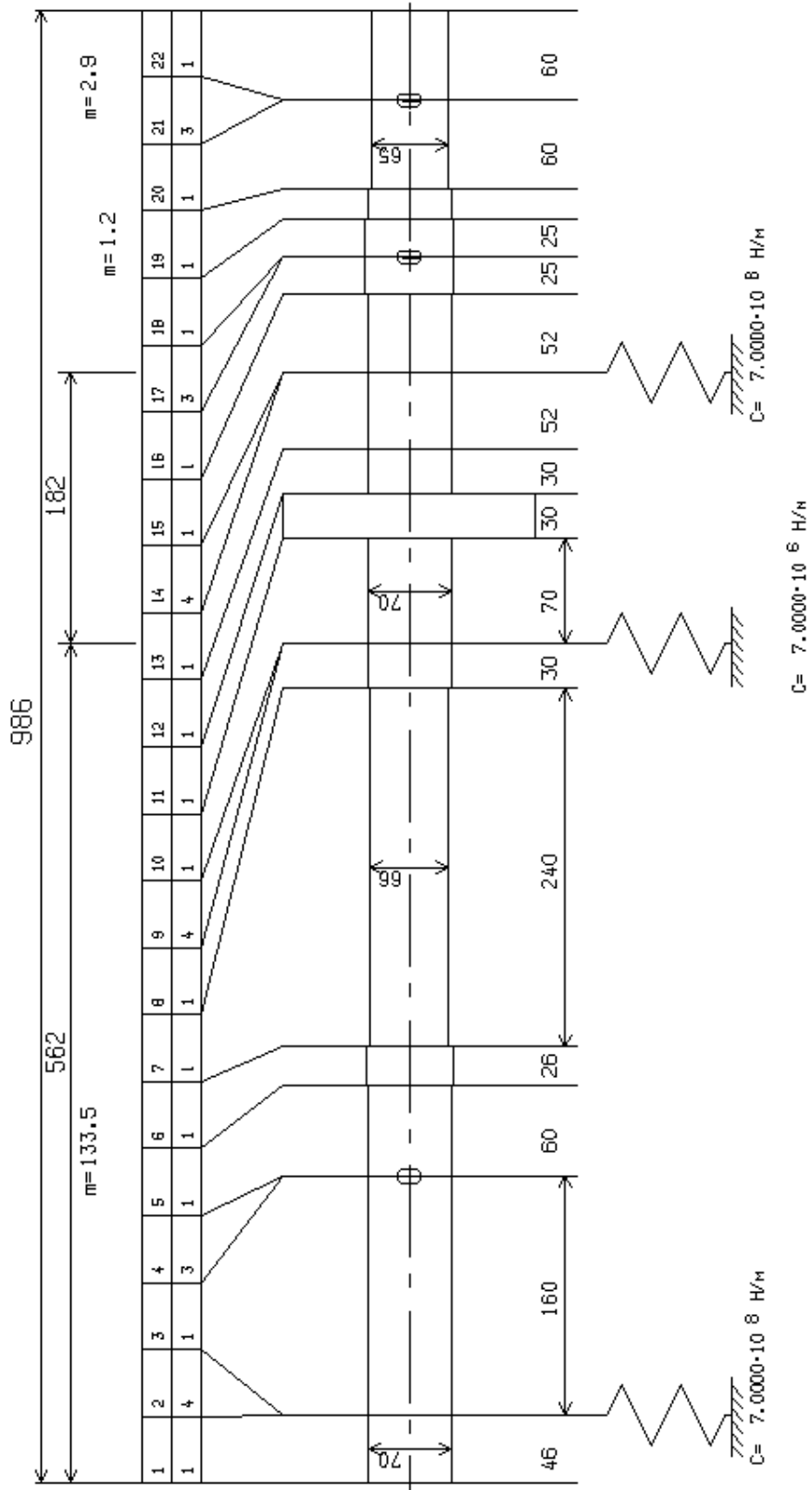


Рисунок 9 – Расчетная схема ротора гидромурфты

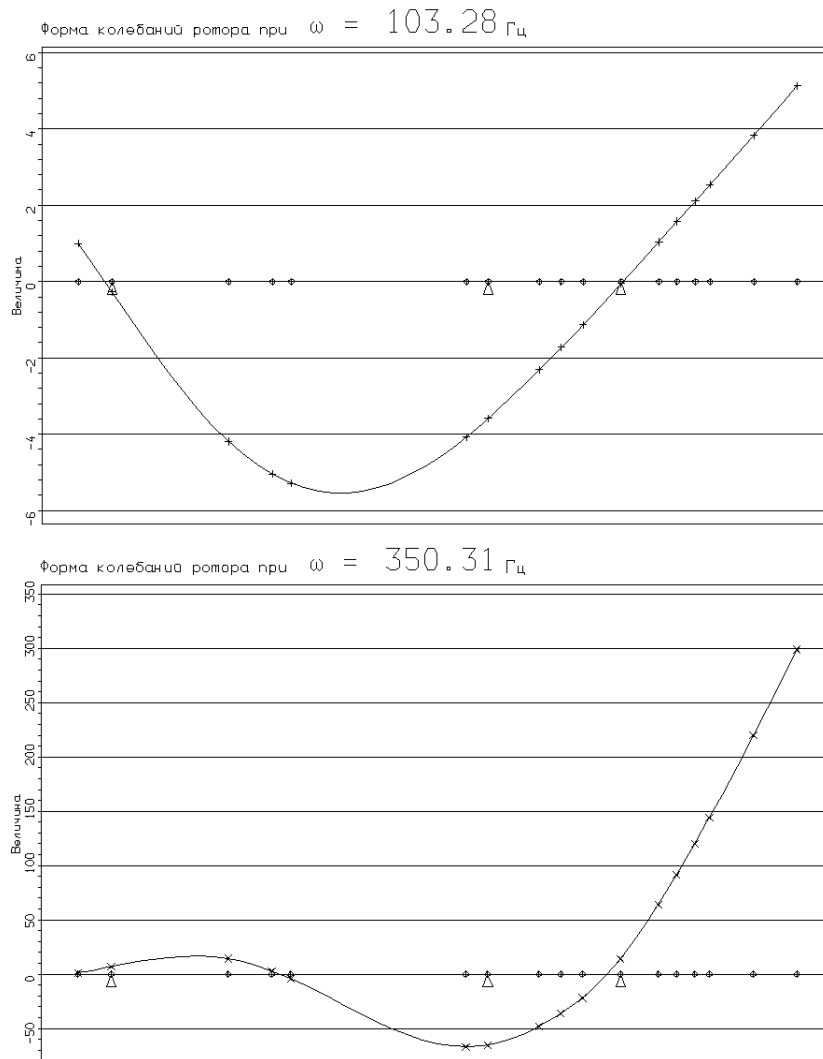


Рисунок 10 – Расчетная схема и формы колебаний ротора гидромufты

Конструкцию гидромufты предложено изменить путем увеличения диаметра вала, что, как известно, приводит к сдвигу спектра собственных частот в сторону более высоких значений. Расчетная схема валопровода с предложенными изменениями конструкции приведена на рисунке 11, а первая собственная частота колебаний ротора – на рисунке 12. При увеличении в расчете диаметра вала гидромufты первая собственная частота колебаний валопровода выросла до 199 Гц. В этом случае роторная система становится жесткой, что позволит осуществить балансировку роторов насоса и гидромufты в двух плоскостях коррекции согласно [3].

Численные эксперименты по балансировке валопровода на рабочей частоте (по методике, описанной в [4]), проведенные с исходной расчетной схемой при расположении одной из плоскостей коррекции в области гидромufты, показали, что даже при наиболее неблагоприятных расположениях дисбалансов после такой балансировки может быть достигнуто удовлетворительное вибрационное состояние ротора.



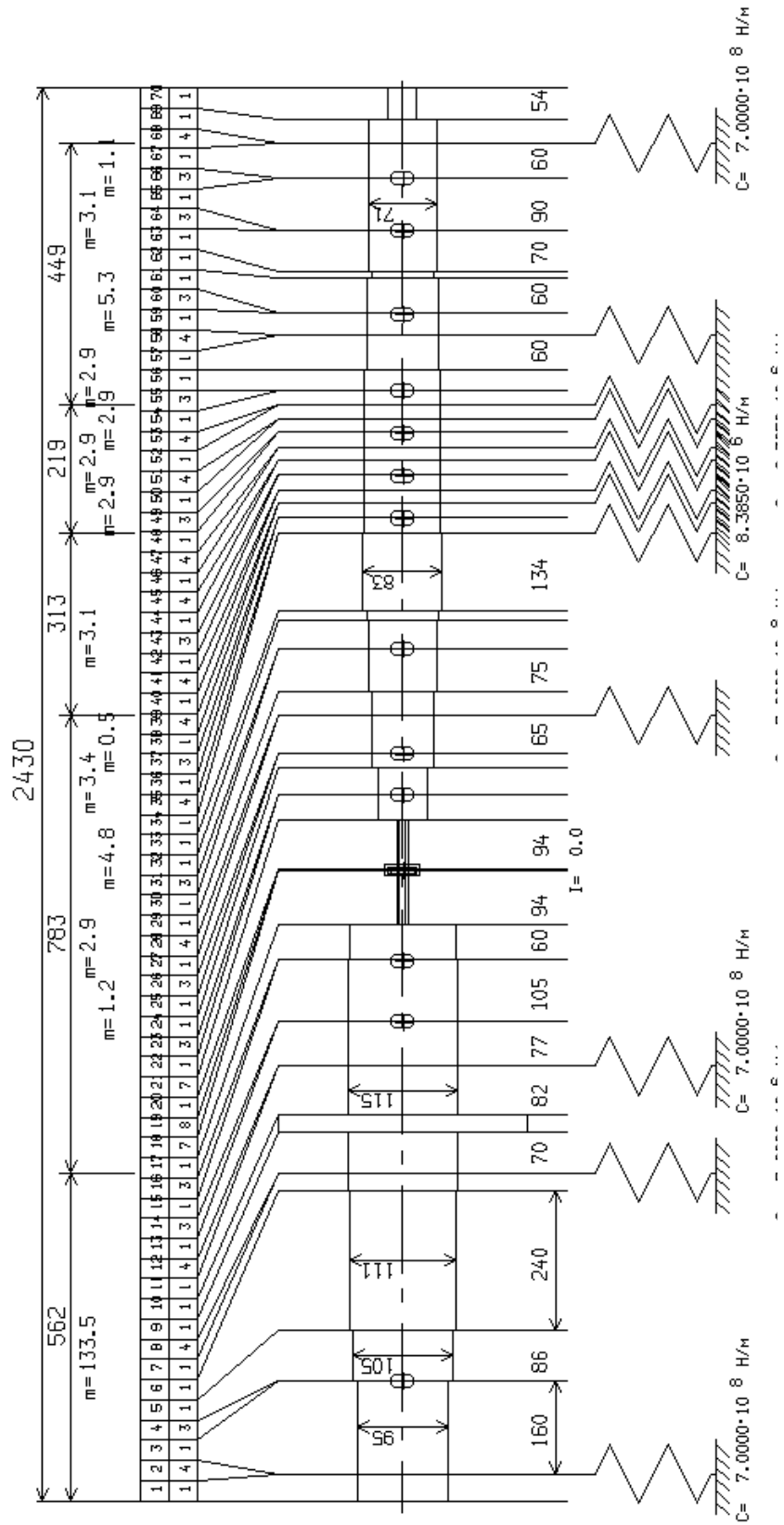


Рисунок 11 – Расчетная схема валопровода с измененной конструкцией ротора гидромолоты

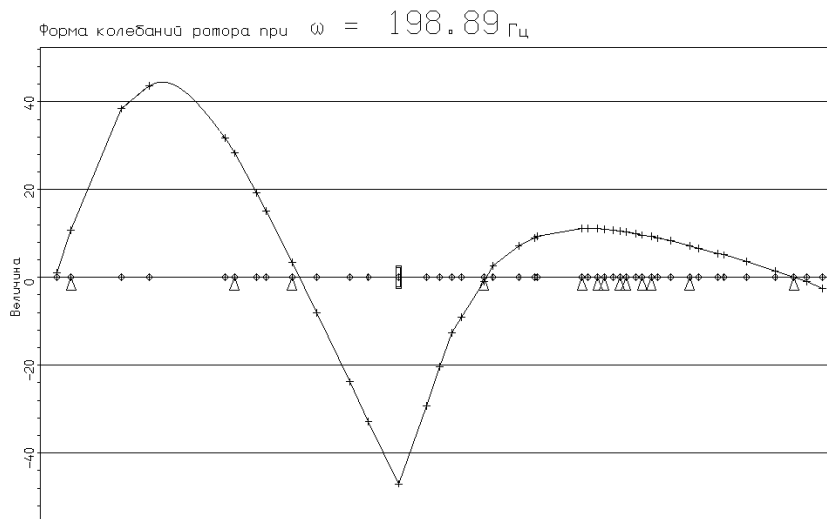


Рисунок 12 – Форма колебаний валопровода с измененной конструкцией ротора гидромурфты

### ВЫВОДЫ

1. При расчете собственных частот колебаний высокооборотных насосов необходимо рассматривать весь валопровод в целом.

2. Поскольку первая собственная частота колебаний валопровода агрегата ЦНА 60-180-1 определяется конструкцией ротора гидромурфты, то наиболее эффективными путями улучшения его вибрационного состояния являются изменение параметров конструкции гидромурфты или использование для балансировки в качестве одной из плоскостей коррекции сечение в области ротора гидромурфты.

### SUMMARY

#### DYNAMICS FEATURES OF ROTORS OF HIGH-SPEED PUMPS OF NUCLEAR POWER PLANT PRIMARY CIRCUIT COOLDOWN

V.I. Simonovskiy, A.S. Yaschenko

Sumy State University, Sumy;

JSC "VNIIAEN", Sumy

*On the basis of experimental data and numerical calculations of high-speed rotors dynamics features of their vibrations are considered. It is shown, that at an estimation of setting free of these rotors from critical frequencies of rotation it is necessary to consider shafting as a whole, including a hydrocouple. Recommendations on setting free from critical frequencies of rotation and to balancing of high-speed pumps rotors are given for the nuclear power plant.*

**Key words:** dynamics of high-speed pumps, critical frequencies of rotation, the first natural frequencies of vibrations, the second natural frequencies of vibrations, hydrocouple, pump unit, rigid rotor.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
2. Давиденко А.К. Совершенствование насосов для систем подпитки теплоносителя первого контура АЭС с водо-водяными реакторами / А.К. Давиденко, В.К. Елин, А.В. Елин, А.А. Иванюшин, Н.И. Цык // Труды научно-технической конференции «СИНТ'09». – Воронеж: Научная книга, 2009. - С. 259 – 265.
3. ГОСТ ИСО 1940-1-2007. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов.
4. Симоновский В.И. Динамика роторов центробежных машин / В.И. Симоновский. - Сумы: Изд-во СумГУ, 2006. – 126 с.

Поступила в редакцию 25 ноября 2009 г.