

Динамічний розрахунок проведено для модернізованої системи, який включає розрахунок коефіцієнтів регулятора і всієї системи і аналіз динамічної стійкості системи за критерієм Рауса, та розрахунок динамічних частотних характеристик регулятора в діапазоні робочих частот роботи насоса. Розроблені рекомендації по проведенню статичного і динамічного розрахунків як в аналітичній так і чисельній формах.

ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ ВПЛИВУ НА ДИНАМІЧНУ СТІЙКІСТЬ ОКРЕМИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ОСЬОВОГО ВРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСУ

Мандриченко А.А.

Для системи осьового врівноваження ротору відцентрового насосу з додатковим циліндричним дроселем і як окремий варіант – для оберненої гідроп'яти розраховані коефіцієнти характеристичних рівнянь регулятора і всієї системи, за якими перевірена умова динамічної стійкості по критерію Рауса з урахуванням всіх сталих часу. Проведені розрахунки динамічної стійкості для випадків зміни або повної відсутності окремих сталих часу і впливу таких змін на динамічну стійкість системи за критерієм Рауса. Визначені рекомендації по виконанню розрахунків динамічної стійкості систем врівноваження при характеристичних рівняннях порядку високої (більше 5) ступені. Розрахунки проводились як в системі „Mathcad”, так і на мові „Паскаль”.

УЧЕТ ПРОВОДИМОСТИ ТОРЦОВОГО ДРОССЕЛЯ НА АВТОМАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Погребной С.А

Разработан способ разгрузки ступени центробежного насоса, путем изменения эпюры давления в передней пазухе ступени. подвод давления нагнетания к переднему уплотнению при введении вспомогательного цилиндрического и торцового дросселей в области периферии рабочего колеса приводит к увеличению эпюры давления в передней пазухе до уравновешивания осевой силы на расчетном (оптимальном) режиме работы ступени. На нерасчетных режимах появляется неуравновешенная осевая сила, на которую рассчитываются опорно-упорные узлы ротора насоса.

Профессором Марцинковским В.А. предложено, с целью уменьшения остаточной осевой силы вплоть до полного уравнивания, на нерасчетных режимах, использовать торцовый дроссель в качестве автоматического разгрузочного устройства. В результате этого возникла задача по определению эпоры распределения давления в передней пазухе в зависимости от проводимости торцового дросселя периферийного канала и переднего уплотнения. Данная задача решается в рамках дипломной работы. Результаты решения задачи составляют содержание представленного доклада.

АВТОКОЛЕБАНИЯ РОТОРА, ВРАЩАЮЩЕГОСЯ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Рыбалко А.Н.

Возбудителем автоколебаний ротора может являться подшипник. В основе работы подшипников скольжения лежит эффект гидродинамического клина, а благодаря обильности подвода смазки она работают в режиме жидкого трения.

Для выяснения механизма возникновения автоколебаний рассмотрено движение вала в подшипнике. При решении задачи считается, что ротор имеет идеальную уравновешенность и его центр тяжести совпадает с центром вала

Рассмотрены случаи гидродинамического режима смазки и сухого трения в подшипнике. Получены уравнения движения и в обоих случаях проведен анализ условий возникновения автоколебаний. Наиболее подробно рассмотрены маятниковые и круговые автоколебания ротора.

МАГНИТНЫЕ ПОДШИПНИКИ – НОВОЕ МИРОВОЕ ОТКРЫТИЕ ДЛЯ ИНЖЕНЕРОВ-МЕХАНИКОВ

Шкумат, Дедов

Идея удерживания объекта с помощью поля магнитных сил впервые появилась в середине 1800-х гг. С того времени было проведено много экспериментальных и теоретических исследований, после чего к 1960-х гг. использование магнитных подшипников стало реальностью.

За последние два десятилетия, получены новые технические решения, которые уменьшили размер, сложность и стоимость таких систем, делая их