

Molten Salt Reactor (MSR) for Worcester Polytechnic Institute (WPI) Steam Generation

A Major Qualifying Project Report

Submitted to the Faculty of Worcester Polytechnic Institute

In partial fulfillment of the requirements for the

Degree of Bachelor of Science

Submitted By:

Alexandra Hardin

Submitted To:

WPI Chemical Engineering Department, Worcester, MA

Submitted On:

March 6th, 2015

Project Advisors:

Ángel Rivera

Peter Miraglia

Robert W. Thompson

ABSTRACT

This project revisited a nuclear technology, investigated in Oak Ridge National Laboratory (ORNL) in the 1960s and 70s, called Molten Salt Reactors (MSRs). For this project, the ORNL reactor design was used to create a system including a primary heat exchanger and steam generator, considering WPI's steam needs, and the special properties of materials used in an MSR. This project will serve as a starting point for bringing an MSR to WPI. The final project was also translated into Spanish, and investigates the difficulties of translation and its importance in technical fields.

ACKNOWLEDGEMENTS

Our team would like to thank the following departments and people for their support and contribution to our project:

- Robert W. Thompson
- Peter Miraglia
- Transatomic Power Inc.
- Bill Grudzinski
- Germano Iannacchione
- Stephen Kmiotek
- Thomas Starr

EXECUTIVE SUMMARY

Background

The 21st century has presented scientists and researchers with several new problems. One of the most pressing issues facing today's innovators is the energy problem: the issue of increasing energy demand, intensified by a decreasing resource supply and increasing environmental concerns. The challenge of the 21st century is to find clean, cheap, and long-lasting energy. Current technologies include hydrogen fuel cells and biofuels, but a promising option seems to be nuclear power.

The first proof of energy production from nuclear fission was shown by Enrico Fermi in 1942 (Wood, 2007). From this discovery, the world gained an interest in using nuclear power as an advantage in World War II. Nuclear power gained popularity in the military not only for weapon use, but also for powering submarines and aircrafts.

From the research of nuclear power in the military came the development of pressurized water reactors (PWRs). The technology powered submarines for extended periods without refueling. After seeing the success with PWRs in the submarines, Shippingport Atomic Power Station opened a nuclear power plant in 1957 for the creation of commercial power (Kok, 2009). As research continued, boiling water reactors (BWRs) were developed. In the 1950s, nuclear research began to turn from a military focus to civilian energy focus, and research began on a new type of reactor using molten salt (Wood, 2007). The Molten Salt Reactor Experiment (MSRE) began at Oak Ridge National Laboratory in Tennessee in 1961.

This new technology had all the environmental benefits of nuclear power, but in addition, presented improvements in fuel efficiency, stability, and safety (Robertson, 1965). MSR's differ from PWRs and BWRs in that the fuel leaves the reactor and flows throughout the reactor system, transferring heat directly. In PWRs and BWRs, water flows through the reactor and transfers heat from the reactor to another loop. MSR's can reduce costs because they don't require a complex fuel rod design in the reactor core, and they don't require extensive shutdown procedures like PWRs and BWRs (Shultis & Faw, 2002).

The MSR also presents incredible safety benefits. Even though nuclear material travels outside of the reactor, nuclear material can be separated from the heat generation loop by the insertion of an intermediate loop of coolant salt. On top of this, the system does not operate at nearly the same pressures as PWRs and BWRs. The MSRE was stopped in 1969 due to economic reasons, but the results of the experiment proved the MSR's were a promising technology. Though current MSR technology does not exist, it is one of the main considerations in Generation IV reactor technology because of its added benefits and because ORNL has already proved that it can work (Generation IV International Forum, 2013).

Because of MSR's promise, this project used applied ORNL's reactor design to create a steam generation system to provide steam to the Worcester Polytechnic Institute campus. To prove MSR was better than both the current WPI steam generation system and other nuclear technologies, this project focused on the thermal properties and heat transfer related to the steam generation systems.

Goals, objectives, and methods

The goal of this project was to design a steam generation system for the steam needs of Worcester Polytechnic Institute using the Oak Ridge National Laboratory Molten Salt Reactor Experimental reactor design as a heat source. The methodology and results of this project will be a starting point for designing an MSR steam generation system at WPI, ultimately being more thermally efficient, more environmentally friendly, and potentially more beneficial to educational programs at WPI. In designing the steam generation system, the following steps were taken:

1. Determine campus heating needs from given steam production information
2. Evaluate steam generation loop using the design from the Oak Ridge National Laboratory Molten Salt Reactor Experiment.
3. Evaluate steam generation loop and determine steam production from the thermal output of the MSRE using Aspen Plus Simulation software.
4. Use heat transfer calculations to compare steam generation from a Molten Salt Reactor to that of a Pressurized Water Reactor (PWR).
5. Design the heat exchanger network used with a molten salt reactor for campus heating, taking into consideration special requirements for the molten salt system.

Step 1:

Using the description of current campus steam production, the energy content of the steam was used to determine the overall heating needs of campus.

Step 2:

Using the design from ORNL's MSRE, a steam generation loop was developed and evaluated. The original MSRE design only consisted of a radiator to dissipate heat. For this project, the first step was to make this system capable of producing steam by utilizing the heat from the reactor.

Step 3

After the steam generation potential was evaluated, detailed data from the MSRE was used to validate the steam output from the MSRE's specific design Aspen Plus Simulation Software.

Step 4:

Heat balance calculations were used to evaluate steam generation from a pressurized water reactor-based system and a similar molten salt reactor-based system to show the advantage of MSRs.

Step 5:

Once the thermal properties of the steam generation loop were determined, the heat exchanger network was designed, taking into consideration the thermal duties of each unit, as well as the necessary materials for the special chemical, physical, and thermal properties of the molten salt.

Results

The steps above showed that the MSRE design does not exactly meet campus heating needs. Then it was found that the PWR and MSR systems can both meet campus needs with a reactor output of 12.55 MW for the PWR and 12.16 for the MSR. The MSR fuel was determined to have a higher specific power of 44 kW/kg uranium, compared to 33 kW/kg uranium in the PWR fuel. Lastly, the

heat exchanger network required was found to be a four exchanger set-up with one economizer, one evaporator, and two superheaters. The overall design was compared to data found about industrial boilers which showed that the heat exchanger network took a total floor space of 44 square feet, while the current boiler system at WPI would take about 256 square feet, showing the heat exchanger network would be four times more space efficient.

Conclusion and Recommendations

In conclusion, the research of this project showed that a molten salt reactor steam generation system would be an advantageous campus update for WPI to consider implementing for continued leadership in environmental impact, sustainability, and technological innovation. However, as a Generation IV technology, actual reactor usage is likely still a few decades in the future. This extended timetable allows for future research into optimization of materials, design of the containment and equipment that was not considered here, and more accurate heat transfer analysis. Once these projects are completed, final studies could include a cost analysis for system installation and operation, licensing considerations, and determination of the optimum campus location for this system.

TABLE OF CONTENTS

ABSTRACT.....	2
ACKNOWLEDGEMENTS.....	3
EXECUTIVE SUMMARY	4
Background.....	4
Goals, objectives, and methods.....	5
Step 1:	5
Step 2:	5
Step 3	5
Step 4:	5
Step 5:	5
Results.....	5
Conclusion and Recommendations.....	6
LIST OF FIGURES	9
LIST OF TABLES	10
1 INTRODUCTION	11
2 BACKGROUND	13
2.1 The World Energy Problem.....	13
2.2 Current Energy Technology and Research	13
2.3 Nuclear Power History and Main Reactor Types	13
2.4 Pressurized water reactors (PWRs) and boiling water reactors (BWRs).....	15
2.5 Molten Salt Reactor Experiment (MSRE)	17
2.6 Current Molten Salt Reactor Technology.....	20
2.7 Use at WPI.....	21
3. METHODOLOGY	22
3.1 Step 1: Campus Heating Needs Calculation.....	22
3.2 Step 2: MSRE Steam Generation Assessment.....	22
3.2.1 Steam Generation Loop Design.....	22
3.2.2 Calculation of MSRE Steam Generation Potential.....	23
3.2.3 Aspen Plus Simulation of Steam Generation Using MSRE System.....	24
3.3 Step 3: MSR vs PWR Steam Production Comparison.....	26
3.3.1 MSR and PWR System Comparisons.....	26
3.3.2 Aspen Plus Simulation of MSR and PWR Steam Production	27
3.4 Step 4: Designing MSR Steam Generation Loop for WPI Campus Need.....	27

3.4.1 Design Calculations	27
3.4.2 Material Considerations	31
3.4.3 Comparison to WPI's Current Boiler System.....	31
4. RESULTS AND DISCUSSION	32
4.1 Campus Heating Need	32
4.2 MSRE Energy Potential Calculations and Simulation.....	32
4.3 PWR vs. MSR Comparison	33
4.3.1 Steam Generation by a PWR	34
4.3.2 Steam Generation by an MSR.....	34
4.3.3 Benefits of the MSR.....	35
4.3.4 Exchanger Network Design and Sizing	36
4.4.1 Primary Exchanger Sizing Calculations	36
4.4.2 Superheater A/B Calculations	38
4.4.3 Evaporator Sizing Calculations.....	38
4.4.4 Economizer Sizing Calculations	39
4.4.5 Floor Space Comparison to Current Boiler System.....	39
CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS	40
REFERENCES	42
APPENDIX A: Heat transfer and energy calculations	45
A.1 Campus energy requirement	45
A.2 MSRE steam production	46
A.3 PWR steam production	51
A.4 MSR Steam Production and Specific Power Calculations.....	55
MSR Steam Generation	55
MSRE Specific Power Calculation.....	58
APPENDIX B: Aspen Input Files.....	59
B.1 Campus Energy Need.....	59
B.2 MSRE Steam Production	60
B.3 PWR Steam Production.....	64
B.4 MSR Steam Production.....	67
APPENDIX C: Equipment design calculations	72
C.1 Primary Heat Exchanger	72
C.2 Steam Generation Exchangers	75
APPENDIX D: Heat exchanger shell diameter charts.....	91

LIST OF FIGURES

Figure 1: Shippingport Atomic Power during installation; http://en.wikipedia.org/wiki/Shippingport_Atomic_Power_Station	14
Figure 2: MSRE Reactor Vessel during Installation (1961)	17
Figure 3: MSRE Flow Diagram	18
Figure 4: MSRE Fuel and Coolant Loop Designs	19
Figure 5: TAP MSR Reactor Vessel and Power Generation System Design	20
Figure 6 WPI 2-D campus map obtained from wpi.edu. Red outline added to demonstrate buildings heated with steam from the Power House boilers (Worcester Polytechnic Institute, 2014).	21
Figure 7: Steam Generation Heat Exchanger Series Block Diagram.....	23
Figure 8: Aspen Plus Flow Sheet for MSRE Steam Generation.....	25
Figure 9: Diagram of Heat Transfer Coefficients through a Shell and Tube Exchanger	28
Figure 10:"Estimating Overall Heat Transfer Coefficients"	30
Figure 11: U-tube Set Up for Exchanger Design	37
Figure 12: MSR Exchanger System Design	37
Figure 13: Split Superheater Steam Generation Design	38

LIST OF TABLES

Table 1: ORNL Stream Data used for Aspen Input	26
Table 2: Salt Stream Compositions in mol%	26
Table 3: MSR vs. PWR; *Indicates value calculated from WPI campus energy need.....	36

1 INTRODUCTION

Since the industrial revolution, the world has seen an increasing need for energy. The U.S. Energy Information Administration (EIA) estimates a 56 percent increase in energy consumption between 2010 and 2040. The growth is mainly due to population and economic growth in underdeveloped countries (U.S. Energy Information Administration (EIA), 2014). Coupled with an increased energy demand is a decreased and unreliable supply of many of the world's energy resources like coal, natural gas, and oil. These resources have also gained a reputation for their harmful effects on the environment. The world is now on a search for renewable and low-emission energy sources.

Nuclear power may be what the world is looking for. Many countries, including the United States, already utilize nuclear power. "On a global scale, nuclear power currently reduces carbon dioxide emissions by some 2.5 billion tonnes per year", had the same amount of power been produced by coal, and nuclear power only accounts for about 12% of the world's electricity (World Nuclear Association, 2014). Utilizing nuclear power could drastically decrease the environmental impact of energy use.

The majority of light water reactors, which are the most prevalent type of reactor currently in use, generate their power through Uranium fission reactions, meaning Uranium is the principle fuel used in nuclear reactors. Uranium is typically obtained from mining, and is "approximately as common as tin or zinc" (World Nuclear Association, 2014). The World Nuclear Association reported the total known recoverable Uranium as almost 6 million tons in 2013. It is possible that with continually improved mining methods, this amount could increase. Energy production by uranium also requires much less fuel. A ton of uranium produces 7.4×10^{16} Joules. The same amount of coal only produces 3.2×10^{10} Joules (Holdren, 1991).

Despite Uranium's energy and availability promise, like any energy source, there are potential flaws. To produce energy, the Uranium fuel absorbs a neutron, and begins to fission. The heavy and unstable nucleus, given a neutron absorption event, begins to break into smaller, radioactive fission products. Fission events also produce a large energy release. The radiation from fission products, gamma rays, and alpha and beta particles, make nuclear reactions dangerous. Overexposure to these high-energy particles can cause health issues such as cancer. Nuclear waste from uranium reactors is also a concern as the spent fuel still contains radioactive nuclides. There are many ways to condition or reprocess the fuel, but current U.S. policy is to store spent fuel for ultimate disposal rather than for reprocess, leaving potential energy unused (Nuclear Regulatory Commission, 2014).

Yet again, there is a potential solution to the energy problem. Molten salt reactors, which appeared in the 1950s, present a much safer and economical approach to nuclear power. Molten salt reactors use the same material as both its fuel and coolant. This permits the use of spent LWR fuel, fresh low-enrichment uranium-based fuel, or thorium-based fuel. Molten salt reactors were studied for a short period of time in the 1950s to the 1960s, but major research in Oak Ridge National Laboratory in Tennessee was shut down and the United States focused more on implementation of the pressurized water and boiling water reactors (Wood, 2007).

This project re-opened molten salt reactor research. With help from the Oak Ridge experiment, current research, and chemical engineering plant design concepts, this project aimed to create a

modern, feasible design for a pilot reactor to produce steam to meet campus heating needs. Successful installation of such a unit may reduce energy and labor costs for the University, and will also act as a research and learning tool for future students. While this project focused on determining a feasible design for a steam generation system, future research may include cost and logistics of building and installing the reactor, as well as materials and thermal considerations not taken into account for these initial calculations. The purpose of this project was to outline a process for analyzing and designing the steam generation loop from given thermal energy needs.

2 BACKGROUND

2.1 The World Energy Problem

Global warming and energy use have become increasingly popular topics in the 21st century. The energy problem is nearly unavoidable. The worlds of research, media, and literature have all taken notice to the issue. The energy problem consists of two main issues: the supply and demand of energy resources and the environmental impact of energy production.

Holdren's study on "Population and the Energy Problem" from the University of California Berkley claimed that "[t]he problem is not that we are running out of energy. It's that we have nearly run out of the low-cost energy that has fueled the industrial development of today's rich countries." (Holdren, 1991). Increased demand and depletion of these sources has increased energy costs as new sources may be harder to find, harder to transport, and require more investment. Coupled with supply issues is an increasing population and demand, the effect of depleting resources is intensified. Between 1950 and 1990, the world population doubled. Energy use, however, quadrupled (Holdren, 1991). "If the cumulative consumption of [gas fuels] continued to double every 20 years, the initial endowment would be 80% depleted in another 40 years" (Holdren, 1991).

As mentioned, the energy problem is a two-part conundrum. Energy generation also poses a threat to the environment. Emissions from burning coal and fossil fuels have a direct impact on the environment, and are a principle cause of global warming because they affect how much energy the atmosphere absorbs (Environmental Protection Agency, 2013). The increased heat created by global warming has a direct impact on habitats, water supply, crop production, and infrastructure (Environmental Protection Agency, 2013).

2.2 Current Energy Technology and Research

The energy problem has sparked several developments in the energy industry. From recovery technologies to renewable sources and scrubbing technologies, there have been several efforts to solve the energy problem.

The National Academy of Sciences identifies several "emerging technologies". It notes that "[s]ome will require substantial improvements-or even research breakthroughs- to have a major impact on our energy market." However, research in these areas create hope for improvements to the energy industry. Nuclear power, hydrogen fuel cells and biofuels are just a few of the technologies being researched today (The National Academy of Sciences, 2014).

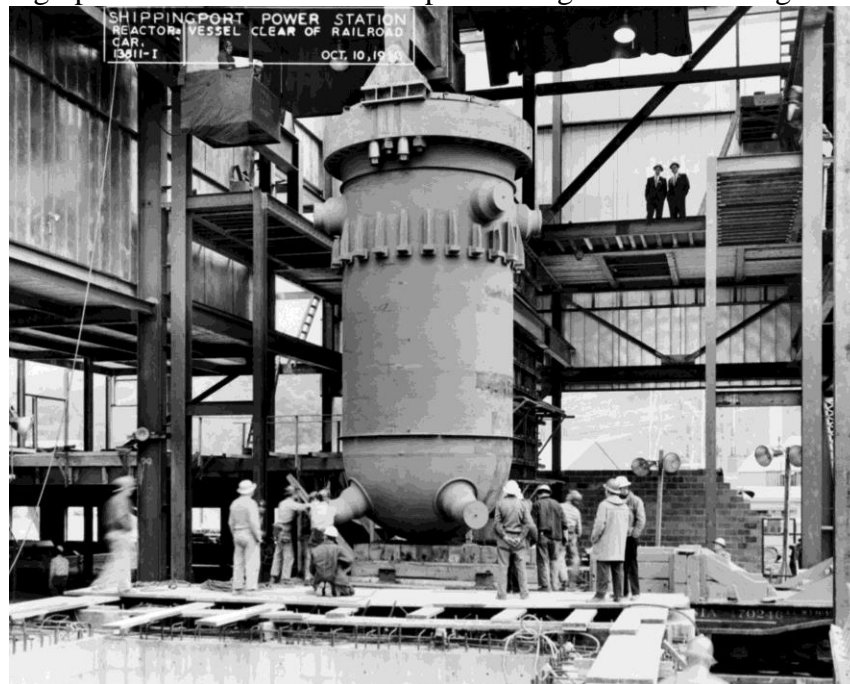
2.3 Nuclear Power History and Main Reactor Types

Just as atoms can interact with other atoms by forming or breaking bonds, the nuclei of said atoms can also interact with other nuclei as well as subatomic particles. In these interactions, neutrons collide with a nucleus with just the right level of kinetic energy to either be absorbed by the nucleus, or to cause the nucleus to break apart. These interactions, where the nucleus splits into separate nuclei, are called fission reactions. In these reactions, the amount of energy released is significantly higher than that produced in chemical reactions. According to Shultis and Faw, the amount of energy released in a fission reaction is approximately 50 million times the energy produced in the formation of carbon dioxide via combustion (Shultis & Faw, 2002).

The potential for energy production from nuclear fission was first shown by Enrico Fermi in 1942 when Chicago Pile 1, the first nuclear reactor, reached the point of producing enough neutrons to sustain continuous fission reactions (Wood, 2007). This construction of graphite and uranium exemplified the ability of a nuclear reaction to become self-sustaining by producing excess neutrons with each fission. It was soon after this discovery that the Manhattan Project began with the goal of constructing a weapon using nuclear energy for the United States to use in World War II.

Research into harnessing nuclear energy for military use continued when the United States government began research into powering military submarines and aircraft with nuclear reactors. This led to the start of the Aircraft Reactor Experiment (ARE), undertaken by Oak Ridge National Laboratory (ORNL) in Oak Ridge, Tennessee in 1954. The aim of this experiment was to design a small reactor capable of powering a military aircraft, but it was determined that a nuclear reactor with the proper amount of shielding to contain radioactivity would need to be far too heavy to make flight possible.

The research into powering naval submarines with nuclear power was far more successful. Under the leadership of Admiral Hyman Rickover, the US Navy developed the pressurized water reactor (PWR) for use on submarines. These vessels were capable of producing enough power to propel an entire submarine for extended periods of time without requiring air like a combustion engine. This concept used solid uranium oxide pellets as fuel in a highly pressurized reactor vessel. Water served as both a moderator and a coolant in these reactors and was kept at extremely high pressures to allow it to absorb the heat energy produced by the fission in the fuel rods without boiling. This high pressure water would then pass through a heat exchanger where the heat was transferred to



lower pressure water causing it to boil and produce steam that powered a turbine. The first prototype of these reactors first went critical in 1953, and in 1955 the *USS Nautilus* became the first submarined to operate propelled using a PWR (Fishlock, 2006). Soon after, in 1957, the first commercial nuclear power plant started up in Pennsylvania using the same type of pressurized water reactor at the Shippingport Atomic Power Station near Pittsburgh in Pennsylvania, as shown in Figure 1 (Kok, 2009).

Figure 1: Shippingport Atomic Power during installation;
http://en.wikipedia.org/wiki/Shippingport_Atomic_Power_Station

Using the same concepts as the PWR, the Boiling Water Reactor (BWR) was developed using similar clad solid uranium oxide fuel rods. In BWR reactors, however, the reactor vessel remains at low enough pressures to allow the water in the reactor to boil when it absorbs heat from the fuel rods. The steam generated by this boiling water turns a turbine directly out of the reactor without heat transfer to another stream. The first commercial-scale nuclear power plant to use this type of reactor, Dresden I, opened in Dresden, Illinois in 1960 (Theriault, 2009).

In 1946, with the passing of the McMahon Act, the nation's research goals for nuclear energy changed from military to civilian energy production (Wood, 2007). The Aircraft Reactor Experiment at Oak Ridge National Laboratory concluded unsuccessfully, but a new reactor technology was developed through ARE research. In this new reactor concept, a fissile material mixed into a molten salt fuel circulated throughout the reactor, as opposed to the solid fuel elements used in the pressurized water reactors investigated through submarine power research. Oak Ridge National Laboratory converted the Aircraft Reactor Experiment facility to hold a new experiment, the Molten Salt Reactor Experiment (MSRE), to test the power-production capability of this new reactor type. The 10-MW_{th} reactor of the Molten Salt Reactor Experiment demonstrated that a fluid-fueled reactor was feasible for power production, pending research and development to eliminate materials-related issues encountered during its operation (Haubenreich & Engel, 1970), scale-up to reach size required to be feasible for commercialization, and continuous fuel reprocessing and removal of fission poisons.

The nation continued research into many different reactor concepts from this point forward, but only reactors that are similar to PWR and BWR designs have been constructed at the commercial scale throughout the United States. Due to both the vast experience already obtained with these reactors and the current state of nuclear regulation, research into Generation IV reactors has focused mainly on modifying and improving the PWR and BWR concepts. With the occurrence of accidents at nuclear power plants such as Chernobyl, Three Mile Island, and Fukushima, public support of nuclear power production has fallen over the years making it difficult to garner funds needed for further research and development into commercialization of the Molten Salt Reactor type.

2.4 Pressurized Water Reactors (PWRs) and Boiling Water Reactors (BWRs)

Currently the only commercial nuclear power plants in operation in the US are PWRs or BWRs (Power Reactors, 2013). In both of these reactor types, water is used as both the moderator and coolant within the reactor core where the fission occurs and generates heat. The moderator is a component in the core that neutrons can bounce off of in order to lose enough kinetic energy to reach the ideal energy level to cause fission to occur within the fuel. The coolant in a reactor serves to absorb the energy given off by the fission reactions to transport it out of the reactor. The fuel is uranium oxide in the form of solid pellets stacked into long rods wrapped in a layer of zirconium alloy. The water passes between these rods and absorbs the heat generated from the fission. In the case of a PWR, the reactor vessel is kept at pressures of approximately 2250 psi to prevent the water from boiling in the reactor (Shultis & Faw, 2002). The water then passes through a steam generator where it heats a coolant stream that is also composed solely of water. This coolant water boils and the steam produced powers a turbine, converting the heat energy to mechanical energy. In the case of a BWR, the water is allowed to boil within the reactor and the steam goes directly from the reactor to a similar turbine to generate electricity.

The safety system of a PWR or BWR relies mainly on the insertion of control rods or blades into the reactor core in situations where the reactor has reached limits of safe operation. These control rods are made of materials, such as boron or a silver-indium-cadmium mixture, that absorb neutrons to prevent them from colliding with fissile atoms to continue the chain reaction. In addition, containment is a main consideration in initial reactor design to prevent any escape of radiation or materials in such situations. Pressurized and boiling water reactors are housed within containment buildings with thick concrete walls to keep any leaked reactor contents or radiation emissions from escaping into the surrounding environment. If any part of the reactor or coolant circulation system failed for any reason, the containment building would hold the leak and keep surrounding personnel, buildings, and plant and animal life safe from exposure to the radioactive fuel, fission products and byproducts, and any other components that may produce harmful radiation particles.

Throughout the operation of the reactor, isotopes of different elements are produced to form the reactor waste. When a uranium atom undergoes fission, neutrons collide with the atom's nucleus and cause it to break unevenly, forming fission products with mass depending on how the protons and neutrons split between the new nuclei, as well as well as more neutrons. Fission products are radioactive or unstable and decay to more stable elements by giving off energy or charged particles.

In some cases, the neutron doesn't have enough energy in the collision so it is just absorbed by the nucleus and a different isotope of uranium is formed. In any reactor, all of these things will be occurring with many isotopes of different elements. This leads to the production of a variety of waste byproducts that are classified as either high level, transuranic, intermediate level, or low level waste based on their radioactivity and components (Shultis & Faw, 2002).

High level waste is highly radioactive and contains the fission products that build up within the reactor fuel. Transuranics are actinide elements with atomic numbers greater than 92 that are formed in reactor fuels by neutron absorption and radioactive decay and remain highly radioactive for thousands of years (Kok, 2009). Low level wastes include contaminated materials that are not part of the reactor, and are much less radioactive than the high level and transuranic waste (Shultis & Faw, 2002). Low level waste can generally be sent away and stored for disposal, but high level waste and transuranics cause more problems. The United States does not currently have a long-term solution for the ever-growing quantities of high-level and transuranic waste produced by these reactors, though options are being considered.

2.5 Molten Salt Reactor Experiment (MSRE)

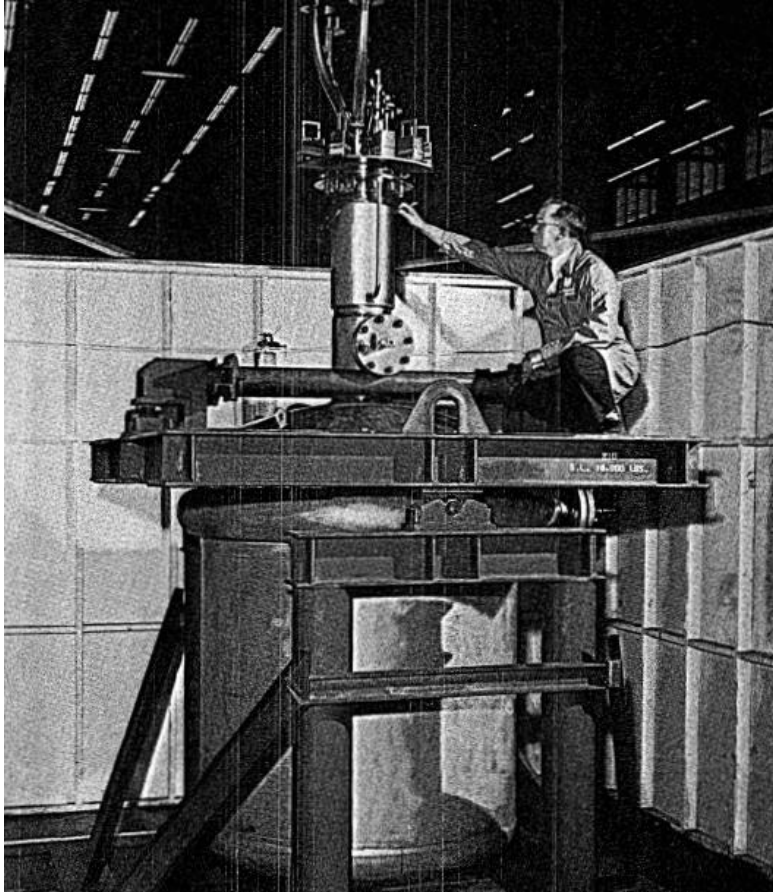


Figure 2: MSRE Reactor Vessel during Installation (Robertson, 1965)

conditions, development of equipment improvements, and studies of the fuel and reactor component behavior (Haubenreich & Engel, 1970). A picture of the reactor during installation is shown in Figure 2.

The Molten Salt Reactor Experiment (MSRE) was approved by the Atomic Energy Commission in 1961 with the goal of studying the molten salt-fueled reactor concept developed through research for the Aircraft Nuclear Propulsion Experiment. The MSRE was not used for power generation, but to demonstrate general feasibility of someday using the molten-salt reactor technology for commercial power production. A small-scale reactor capable of producing a maximum of 10MW was constructed on the Oak Ridge National Laboratory site in the building previously dedicated to aircraft propulsion studies. Actual operation of the molten salt reactor began in 1964 and continued for approximately five years. Throughout operation, the reactor was operated at different power levels, allowing for analysis of different operating

The most promising aspects of molten salt reactors were related to fuel efficiency, stability, and costs, as well as safety features, and neutron economy (Robertson, 1965). In a molten salt reactor, unlike PWRs and BWRs, the fuel flows throughout the reactor system in liquid form. This eliminates many costs incurred with solid fuel rod design, development, and implementation. This also eliminates the cladding needed for solid fuel rods, which are disposed in high level waste, further saving costs in the fuel cycle. Fuel can also be added or processed as part of reactor operation (Robertson, 1965), unlike PWRs and BWRs which require shut-down periods throughout every one or two years throughout the life of the reactor for fuel reloading and removal for eliminating fission products that impede reactor operation (Shultis & Faw, 2002). Molten salt fuel also allows for savings in pumping costs because the reactor operates at high temperatures and does not require pressurization.

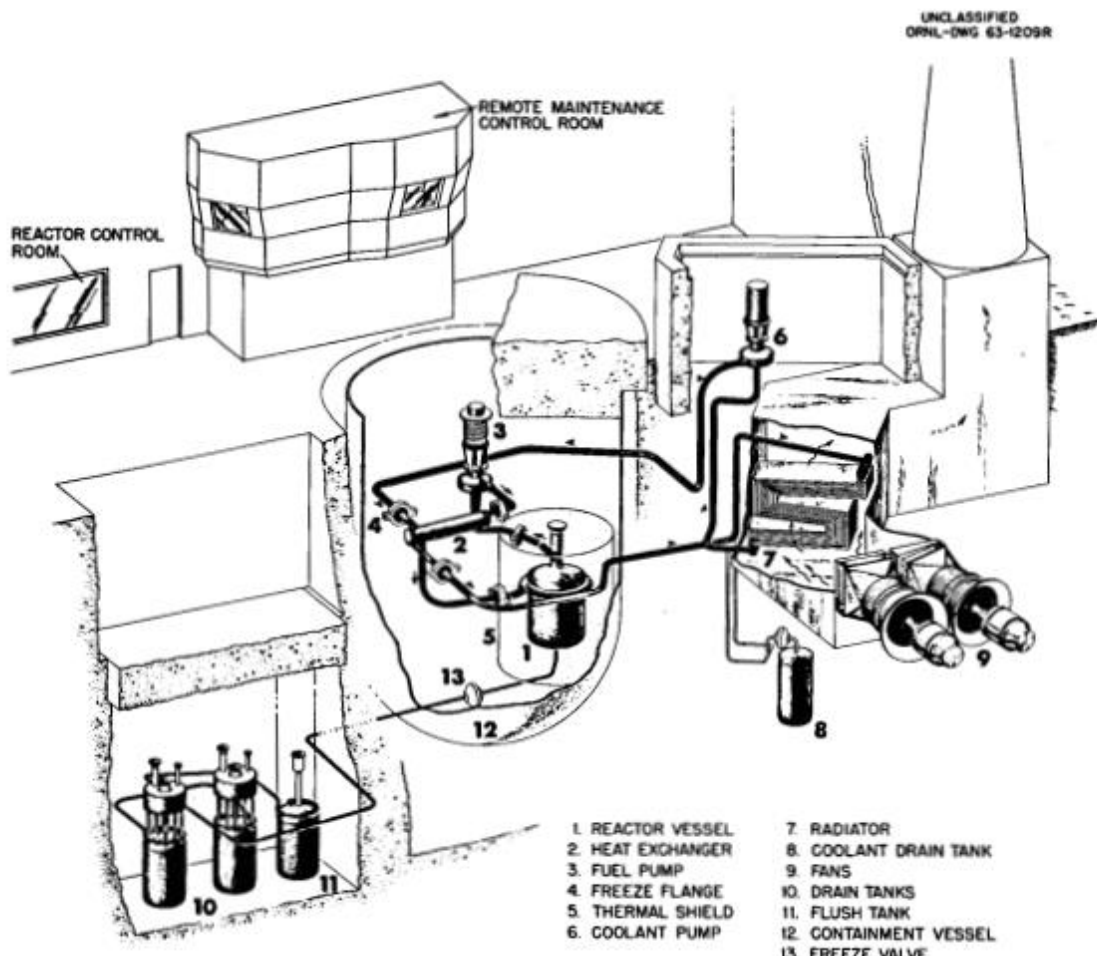


Figure 3: MSRE Flow Diagram

The reactor developed for the MSRE studies consisted of two main circulation loops, as shown in Figure 4.

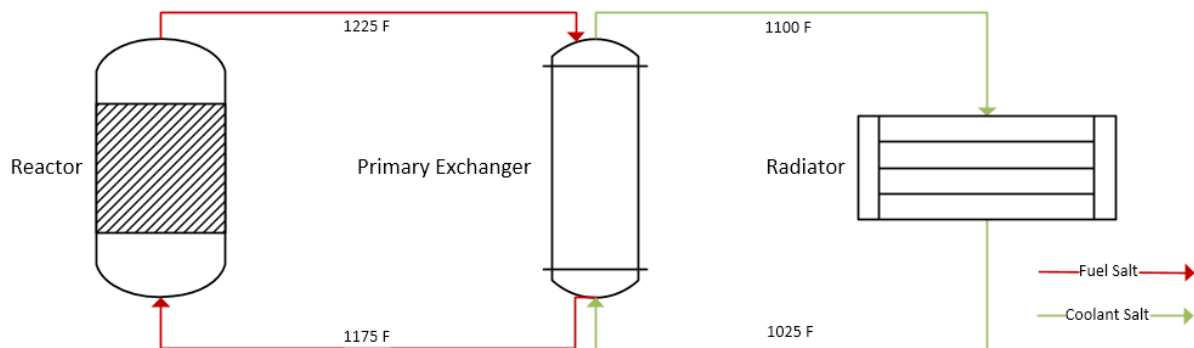


Figure 4: MSRE Fuel and Coolant Loop Designs

In one loop, the reactor fuel passed through the reactor, then was pumped to a shell and tube heat exchanger. The secondary loop contained a coolant fluid salt mixture with similar composition to the reactor fuel. This coolant passed through the same heat exchanger as the fuel salt, then was pumped to a radiator where air cooled the fluid before returning it to the heat exchanger. If this reactor configuration was to be used for power generation, the radiator on the coolant salt loop would be replaced by a steam generator which, similar to the PWR and BWR cycles, would produce steam that would turn a turbine to generate electrical energy.

Both circulation loops of the system were heated throughout the equipment to prevent the liquid salt mixture from cooling to its freezing point. The system also included several drain tanks where the coolant and fuel salts would cool when not being circulated through the reactor system. Pumps allowed transport of reheated salts from the drain tanks back into circulation.

The fuel salt consisted of UF_4 dissolved in a mixture of LiF , BeF_2 , and ZrF_4 (Robertson, 1965). This mixture was chosen because it provided the ideal combination of stability when interacting with radiation, low melting point, and minimal issues when put in contact with water or oxygen. When this fuel mixture comes in contact with air or water, the different fuel component molecules will break apart and form oxides, but the inclusion of zirconium fluoride lowers the probability of the fissile uranium precipitating out of the mixture as uranium oxide. Stable operation was first established with this initial fuel using partially enriched uranium, meaning it had an increased concentration of fissile ^{235}U as opposed to naturally-occurring uranium which contains about 0.7% ^{235}U and about 99.3% ^{238}U , a non-fissile isotope. After a few years of operation with this mixture, the fuel was treated to remove the uranium and replace it with ^{233}U obtained from a separate fuel processing unit (Rosenthal, Kasten, & Briggs, 1970). The purpose of this change was to evaluate the thorium-uranium fuel cycle to demonstrate the feasibility of using this reactor configuration as a breeder reactor. A breeder is a reactor in which the fuel generates far more neutrons than it uses.

The reactor vessel was constructed of a nickel-molybdenum alloy and surrounded by a 16-inch thick stainless steel and flowing water shielding layer to prevent radiation from leaking into the laboratory space (Robertson, 1965). Within the reactor vessel is a core made of graphite with

grooves cut out where fuel flows and reaches a critical configuration. Within these grooves, the uranium within the fuel salt mixture underwent fission to produce heat energy, which built up until the fuel stream reached the heat exchanger. There the fuel salt passed on the shell side of the heat exchanger, where the heat created within the reactor was transferred to the coolant salt. Because the reactor was not used for power production, the heat was allowed to radiate from the coolant salt into the air.

Upon completion of the MSRE in 1969, several conclusions could be drawn relating to the feasibility of commercial power production by molten salt-fueled reactors. It was found that the fuel remained chemically stable, corrosion of the reactor materials was low, and that complete containment of radioactivity was attainable (Haubenreich & Engel, 1970). These conclusions showed that design and operation of a molten salt-fueled reactor was indeed feasible, increasing the promising outlook of this technology.

2.6 Current Molten Salt Reactor Technology

Today, the Molten Salt Reactor is one of six main designs being considered in the Generation IV class of reactors and is currently being researched mainly by Russia, France, and the European Union (Generation IV International Forum, 2013). The MOSART reactor concept currently being researched in Russia is a molten-salt reactor able to process transuranics (long-lived, highly radioactive by-products created during fission of uranium) and thus reduce the amount of dangerous waste produced by currently operating PWR and BWR type reactors (Ignatiev, et al., 2014).

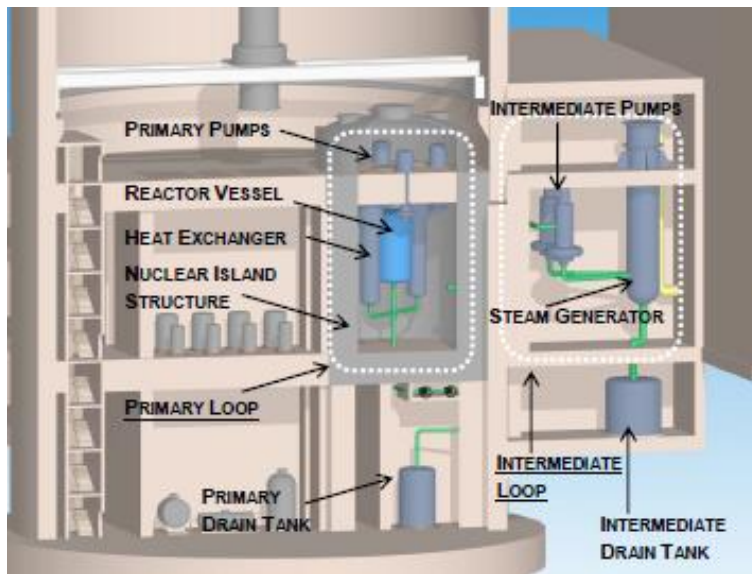


Figure 5: TAP MSR Reactor Vessel and Power Generation System Design

While the majority of Generation IV reactor technology in the United States is focused on small modular reactors and high temperature gas-cooled reactors, smaller teams are continuing research into molten salt-fueled reactors (Generation IV International Forum, 2013). One notable start-up company is the Cambridge, MA-based Transatomic Power (TAP) Corporation. The company includes nuclear professionals from various national laboratories and universities across the country and is focused on mass-producing molten salt reactors powered by a fuel mixture that includes spent-fuel from PWR and

BWR reactors (Generation IV International Forum, 2013). The TAP design, like that studied here, is based on the Oak Ridge National Laboratory's MSRE design. In their design, however, TAP uses a metal hydride moderator as opposed to the carbon used in the MSRE design, and the fuel is based on lithium fluoride-heavy metal fluoride fuel salt mixture (Transatomic Power Corporation, 2014). TAP's system design can be seen in Figure 5.

2.7 Use at WPI

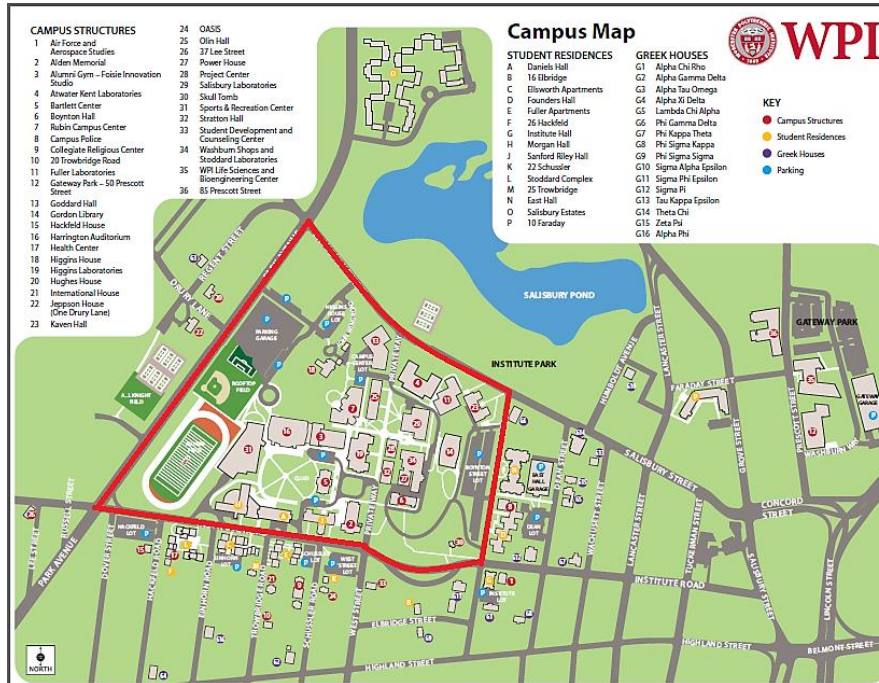


Figure 6 WPI 2-D campus map obtained from wpi.edu. Red outline added to demonstrate buildings heated with steam from the Power House boilers (Worcester Polytechnic Institute, 2014).

Steam generation for the WPI campus is currently accomplished using large boilers in the campus Power House. In the cold season, these boilers generate between 8,000 and 32,000 lb/hr of steam that is transported throughout the main campus to heat the academic and residential buildings located in the area bordered by Institute Rd., Salisbury St., Boynton St., and Park Ave., as indicated in red in Figure 6. (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). In the warmer months, however, the boilers run at a small

fraction of their capacity to supply steam only to the Sports and Recreation Center and the Goddard Hall Unit Operations Lab, causing a decrease in efficiency and increase in the wear on the boiler (Grudzinski, WPI Power House Steam Production Information, 2014). These boilers are heated using natural gas and require the purchase of fuel as well as labor costs for the boiler operators, which totals to over \$3000 per year to supply solely the lab in Goddard Hall for approximately 17 days of operation in the warm months (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). In addition to this cost, there are also increased maintenance costs of the boilers because the equipment experiences excessive wear from running at partial capacity to provide steam for a small portion of campus. There is also potential of decreased costs with the use of a molten salt reactor for campus heating because the reactor can run for long periods of time on a single charge of fuel, fuel inventory or enrichment could be adjusted throughout operation in order to produce just the amount of thermal energy required for seasonal heating needs while preventing the energy waste and excessive equipment damage that occurs when running the boilers at low capacity, and a MSR is capable of producing highly superheated steam that would allow campus heating to be accomplished using a much lower flow rate of steam than what is needed using saturated steam.

3. METHODOLOGY

The goal of this project was to evaluate the feasibility of using a molten salt reactor similar to that used in Oak Ridge National Laboratory's Molten Salt Reactor Experiment of the 1960s for steam generation on the WPI campus to be used for heating in the winter. In order to evaluate this, a series of objectives were met, as follows:

1. Determine thermal energy required for WPI campus heating based on steam conditions and flow rate obtained from interviews with the campus Power House Chief Engineer
2. Evaluate steam generation that can be accomplished using the same conditions used in the Molten Salt Reactor Experiment and model MSRE steam generation system using Aspen Plus to validate calculated results
3. Calculate the reactor thermal power output required from a PWR and a MSR to produce superheated steam with the energy content required to meet campus needs, and model PWR and MSR steam generation
4. Design heat exchanger network for steam generation using a molten salt reactor to produce steam to meet campus heating needs and simulate design in Aspen Plus to verify design calculation results

3.1 Step 1: Campus Heating Needs Calculation

Heat for the majority of WPI campus is currently provided by saturated steam generated in natural gas-fuelled boilers in the Power House. Because the steam generated is saturated, the enthalpy, H , was determined from steam tables. This enthalpy value was used in Equation 1 to calculate the total thermal energy required for heating campus at the maximum steam production rate.

$$Q_{needed} = \dot{m}H \quad (1)$$

This energy needed value was used in further calculations to evaluate the ability of the MSRE design for campus heating, as well as to calculate the reactor thermal output required from a PWR and from an MSR to heat campus. These calculations are shown in Appendix A.1.

To validate the calculations done, an Aspen Simulation was run using a furnace or fired heater block.

3.2 Step 2: MSRE Steam Generation Assessment

3.2.1 Steam Generation Loop Design

The MSRE set-up consisted of a reactor attached to a fuel circulation loop, a primary heat exchanger where heat is transferred from the fuel to a coolant salt loop where heat was removed through a radiator and expelled to the atmosphere through a heat stack (Robertson, 1965). The purpose of this project was to design a process that would utilize the heat production from a molten salt reactor. This was a simple process design that involved the addition of a steam generator in the place of the radiator.

For steam generation calculations, a three-exchanger system was adopted for the steam generator design. Per Teir's suggested calculations in "Basics of Steam Generation", the generator calculations approximated a heat recovery steam generator as a series of heat exchangers (Teir,

2003). The components in the heat exchanger network represent the three main portions of a steam generation boiler, known as an economizer, an evaporator, and a superheater. In this design, the coolant salt passed through the tubes of the exchangers to heat water running through the exchanger shells. A diagram of this exchanger network implemented in the MSRE system is shown in Figure 7.

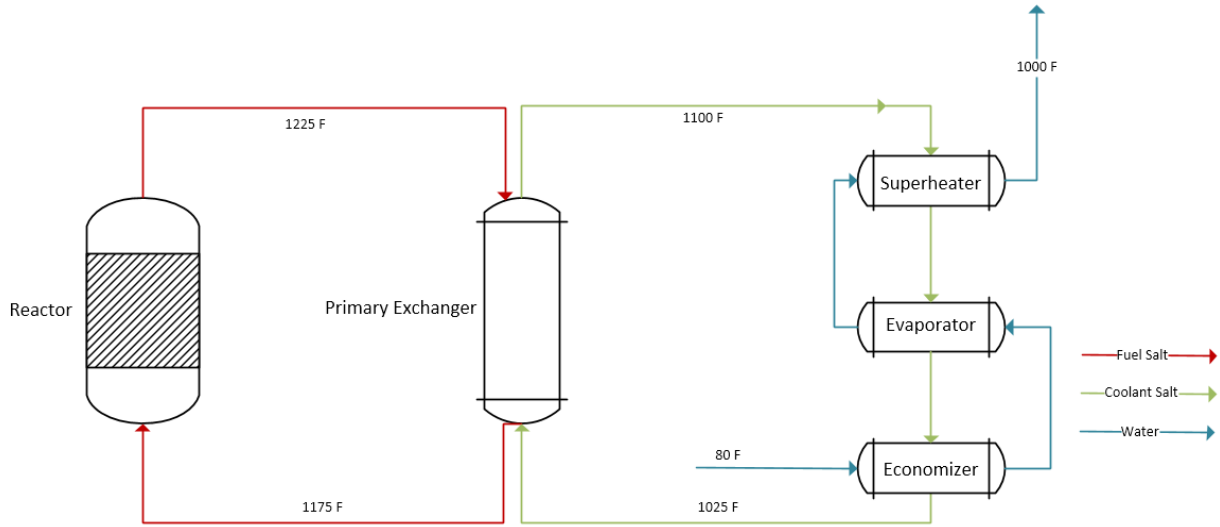


Figure 7: Steam Generation Heat Exchanger Series Block Diagram

3.2.2 Calculation of MSRE Steam Generation Potential

In order to determine whether the MSRE system was capable of meeting maximum campus heating needs, heat transfer within each exchanger was evaluated using Equation 2.

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2)$$

Heat loss across the primary heat exchanger was determined as a percentage of heat given off by the fuel and a series of electric heaters within the exchanger using Equation 3. In Equation 3, Q_f represents the sum of the heat given off by the fuel and heaters, and Q_c is the heat absorbed by the coolant salt.

$$Q_{loss} = \frac{Q_f - Q_c}{Q_f} * 100\% \quad (3)$$

Calculations were then performed under the assumption that this heat loss percentage would be the same across the steam generator. Equation 2 was again used to determine the heat given off by the coolant stream in the steam generator, which was approximated as a series of heat exchangers, based on the temperature change across the radiator in the original MSRE design. Equation 3 was rearranged to form Equation 4, then used to determine the heat absorbed in the water stream, Q_w .

$$Q_w = Q_c(1 - Q_{loss}) \quad (4)$$

Q_w represents the sum of the heat absorbed by the water in each of the heat exchangers used to approximate the steam generator. The overall heat transferred to the water/steam stream within the steam generator was modeled by Equation 5. The three heat exchangers used to approximate the steam generator were the economizer, where the water was heated to saturation temperature, the evaporator where the latent heat of vaporization, λ , was added to convert the saturated water to saturated steam, and the superheater that heats the saturated steam above the saturation temperature to 1000°F.

$$Q_w = \dot{m}_w(C_{pw}\Delta T_{economizer} + \lambda + C_{ps}\Delta T_{superheater}) \quad (5)$$

Equation 5 was used to calculate the flow rate of steam that could be produced from this system as follows in Equation 6:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_w}{(C_{pw}\Delta T_{economizer} + \lambda + C_{ps}\Delta T_{superheater})} \quad (6)$$

One of the main benefits of the molten salt reactor is that it is capable of producing highly superheated steam because of the high temperatures of the fuel and coolant salts. The enthalpy of superheated steam is greater than that of saturated steam, so equivalent heating can be accomplished with a lower flow rate. The enthalpy of 1000°F and 100 psig steam and the calculated flow rate that could be produced were used in Equation 1 to determine the thermal energy content of the steam produced to compare to the calculated campus heating need.

3.2.3 Aspen Plus Simulation of Steam Generation Using MSRE System

Aspen simulations were performed using the specifications from the Oak Ridge MSRE. This was done to validate parameters given in the Oak Ridge reports and give more information on the design loop. Information from the simulations was also used in proceeding simulations.

The simulation was run to obtain heat duties of the exchangers and steam production, as well as to verify the use of Aspen and heat transfer calculations to optimize the steam generation loop design in future steps.

3.2.3.1 Simulation Using Furnace/Fired Heater Block

The first simulation used a furnace or fired heater block to simulate the steam generator. A simple flow sheet of the system created in Aspen is shown in Figure 8.

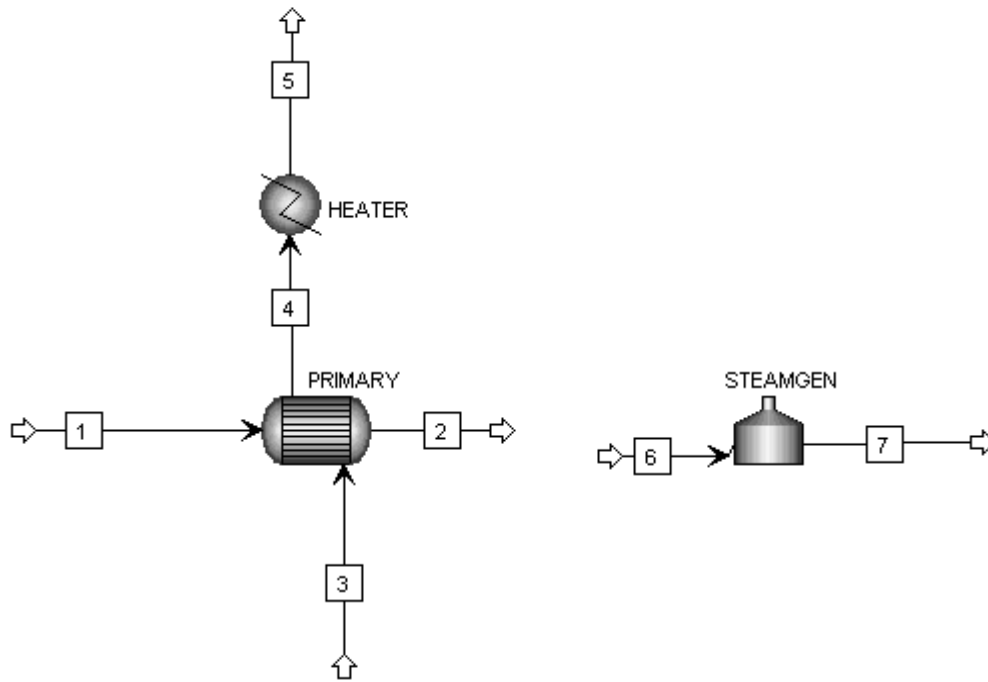


Figure 8: Aspen Plus Flow Sheet for MSRE Steam Generation

A heat exchanger unit and the heater come together to simulate the primary heat exchanger in the steam generation loop. In the MSRE design, a series of heaters, totaling to 30 kilowatts, were part of the primary heat exchanger to keep the salt mixture in liquid form, so this was considered in simulations (Haubenreich & Engel, 1970).

A furnace, or fired heater, block is used to simulate the steam generator. According to AspenTech, “Aspen Shell & Tube Exchanger, Air Cooled Exchanger, and Aspen Fired Heater offer capabilities that can allow modeling of heat recovery steam generators” (AspenTech, 2014)., The first options require detailed design input. Since this project aimed to design a steam generator, these detailed data were not available. The best option was a fired heater, where only a water flow rate must be input to attain a steam outlet flow rate and conditions.

As the fired heater block only allows water input, a full connection of the system could not be simulated in Aspen as Figure 8 shows. Instead, information from simulations in the primary heat exchanger was used to continue simulations in the steam generator.

The streams were defined as given in Table 1 and Table 2, where information highlighted in gray was given in the Oak Ridge reports (Robertson, 1965). 80 degrees Fahrenheit was chosen for the utility water temperature base on a chemical engineering design heuristic, and pressure was assumed to be the same as the steam produced (Turton R. , Bailie, Whiting, Shaeiwitz, & Bhattacharyya, 2013).

Stream No.	1	2	3	4	5	6	7
Material	Coolant Salt	Coolant Salt	Fuel Salt	Fuel Salt	Fuel Salt	Water	Steam
Flow rate (gpm)	850	850	1200	1200	1200	--	--
Temp. (°F)	1025	1100	1225	--	1170	80	--
Pressure (psig)	47	77	35	55	55	100	--

Table 1: ORNL Stream Data used for Aspen Input

Material	Fuel Salt	Coolant Salt
LiF4	0.7	0.66
BeF2	0.291	0.34
UF4	0.009	0

Table 2: Salt Stream Compositions in mol%

Note that in the full connected system, stream 2 would be entering the steam generator to provide heat to the utility water, and stream 1 would be the coolant salt return to the primary heat exchanger. Stream 3 would be the exit from the reactor, and stream 5 would be the return. It is also important to note that the primary heat exchanger functions as a normal heat exchanger, transferring heat between two fluids. The steam generator creates a phase change in the water stream, which was specified in Aspen.

Another purpose of this simulation was to find the steam flow rate provided by the thermal output of the MSRE design, as done in the previous section. To validate the calculations done in section 3.2.2, a Sensitivity Analysis was run to find the steam flow rate that correlated with the steam generator heat duty calculated in the previous section. The calculated flow rate was compared to the flow rate output from Aspen.

3.3 Step 3: MSR vs PWR Steam Production Comparison

3.3.1 MSR and PWR System Comparisons

To demonstrate the benefit of using a nuclear reactor capable of producing superheated steam over natural gas fired boilers, Equation 1 was used to determine the flow rate of steam required for campus heating when superheated to 700°F by a PWR and 1000°F by a MSR. Based on these flow rates, Equation 5 was solved to determine heat absorbed by the water in the steam generation portion of the coolant salt loop. This total heat quantity was then used in Equation 3 with calculated heat loss percentages to determine the heat given off by the coolant stream across all 3 heat exchangers. In the MSR case, the heat loss percentage used was that calculated in section 3.2.1, and for the PWR the heat loss was calculated based on available data for a representative commercial PWR system, the Westinghouse 414 (Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions, 1984). The heat given off by the coolant was used in Equation 2 to calculate the total flow of coolant in each reactor system.

In the MSR-based system, the heat given off by the coolant salt was used in Equation 3 to determine the heat transferred from the fuel salt. In this case, the thermal power of the reactor is the same as the heat given off by the fuel because the power is generated within the fuel salt itself as it passes through the reactor. In the PWR system, water serves as the coolant, and heat is transferred to it from the stationary fuel rods within the reactor core. This means that heat loss occurs not only in the steam generator, but also within the reactor. Therefore, Equation 3 must be used to evaluate the thermal output of the reactor using a heat loss percentage calculated based on Westinghouse 414 PWR data. The reactor output calculations for the PWR system are given in Appendix A.3 and MSR thermal output calculations are given in Appendix A.4.

Another comparison of the two systems was made using thermal efficiency, which is a ratio of energy produced by the steam to the energy output of the reactor. In other words, the measure of thermal energy lost to the environment in each system was compared. Thermal efficiency was found using Equation 7:

$$\text{Thermal Efficiency} = \frac{\text{Energy content of Steam}}{\text{Thermal output of reactor}} \quad (7)$$

Lastly, the reactors were compared using specific power, which is calculated by dividing the thermal output of the reactor by the mass of Uranium in the fuel:

$$\text{Specific Power} = \frac{\text{Thermal output of reactor}}{\text{Mass Uranium in fuel}} \quad (8)$$

3.3.2 Aspen Plus Simulation of MSR and PWR Steam Production

To simulate the steam production differences in a PWR and the MSR in Aspen, only the fired heater block was used, as pictured in Figure 8. To compare each system, a sensitivity analysis was done in Aspen to determine the mass flow rate of steam needed for each reactor to meet the energy needs of WPI, the energy of steam required by WPI, 38,090,000 Btu/hr (Grudzinski, WPI Power House Steam Production Information, 2014). For the different processes, the fired heater block required different input. A PWR can only produce saturated high pressure steam (Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions, 1984). In the PWR simulation, only a vapor fraction of 1 and outlet pressure of 100 psig were specified, which would output saturated steam at 100 psig and 338°F. The use of an MSR allows for steam at much higher temperatures and creation of superheated steam. In simulating MSR steam generation, degrees of superheat were specified instead of vapor fraction, keeping in mind that the exiting coolant salt temperature is 1025°F, and the steam could therefore not exceed around 1000°F. The mass flow rates of steam from the MSR and PWR loops obtained from Aspen were compared.

3.4 Step 4: Designing MSR Steam Generation Loop for WPI Campus Need

3.4.1 Design Calculations

Based on the calculated campus heating needs, a MSR system was developed using a network of heat exchangers, as shown in Figure 7, to transfer heat from the reactor fuel salt, to coolant salt, and finally to steam to generate the necessary quantity of 1000°F superheated steam. The reactor output was determined in section 3.3.1, but specific reactor sizing would involve nuclear physics and engineering concepts that were beyond the scope of this project. Therefore the design aspect of this project focused on sizing of the primary exchanger for heat transfer between fuel and

coolant salts, and sizing of the heat exchangers that made up the steam generation section of the coolant salt loop.

3.4.1.1 Inner Heat Transfer Coefficient Calculation

In order to effectively design each heat exchanger, Equation 9 needed to be evaluated to determine A, the total surface area required to transfer the calculated amount of heat. This total surface area represents the outer area of all of the tubes within the heat exchangers.

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (9)$$

Q in Equation 7 is the same as the Q value calculated using Equation 2 for the hot stream in each exchanger. ΔT_{LM} in Equation 6 is the log mean temperature difference across the exchanger, and U represents the overall heat transfer coefficient. Equation 10 gives the definition of ΔT_{LM} , where the subscripts h and c indicate the hot and cold streams, respectively, subscripts i and o indicate inlet and outlet, respectively, and F is a correction factor that accounts for the fact that flow in heat exchangers of 2 or more passes are not truly countercurrent, which the ΔT_{LM} assumes. A correction factor of 0.97 was given in the MSRE report and was assumed to be a suitable approximation to use throughout exchanger sizing calculations (Robertson, 1965).

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} * F \quad (10)$$

The overall heat transfer coefficient, U, represents the resistance to heat transfer across the film of fluid immediately adjacent to the inner boundary of the tube walls, through the pipe itself, and across the film of fluid immediately adjacent to the outer wall of pipe. The equation form of this overall heat transfer coefficient is given in Equation 10. Again, subscripts i and o indicate inner and outer, respectively, while A_{ave} is the average between the total inner area and total outer area of the tubes, t_p is the thickness of the pipe and k_p is the thermal conductivity of the pipe material.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t_p}{k_p A_{ave}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (11)$$

The inner and outer heat transfer coefficients, h_i and h_o , are factors to describe heat transfer via convection in the inner and outer film regions along the pipe. These coefficients are dependent on the fluid on the corresponding side of the tube, geometry of the space the fluid is flowing through, and the velocity of the fluid. Figure 9 shows how the inner and outer heat transfer coefficients related to flow through a shell and tube exchanger. In the MSRE report, the coolant salt was specified as the tube side fluid in the primary heat exchanger (Robertson, 1965). Therefore, h_i could be determined based on data given in the MSRE Design and Operations Report, and could be

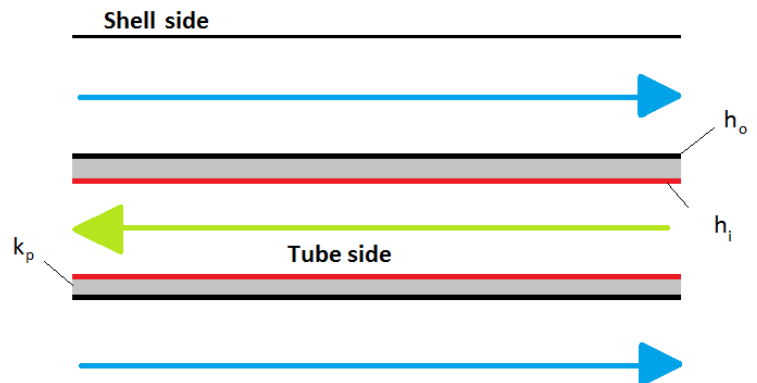


Figure 9: Diagram of Heat Transfer Coefficients through a Shell and Tube Exchanger

used in sizing calculations for this design as long as coolant salt was specified to be the tube side fluid throughout the system.

The value of h_i was calculated using properties of the coolant salt given in the MSRE Design and Operations Report and Equations 12-15. Equation 12 is the dimensionless parameter known as the Nusselt number, Re is the Reynold's number, defined by Equation 13, and Pr is the Prandtl number, defined by Equation 14. Equation 15 defines the relationship between the three parameters for turbulent flow, and is known as the Dittus-Boelter Equation (Clark, 2014). The calculated value of h_i from MSRE data, as well as the pipe thickness and thermal conductivity, were taken to be constant throughout heat exchanger sizing calculations.

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_c} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho_c d_i v_c}{\mu_c} \quad (13)$$

$$Pr = \frac{c_{pc} \mu_c}{k_c} \quad (14)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (15)$$

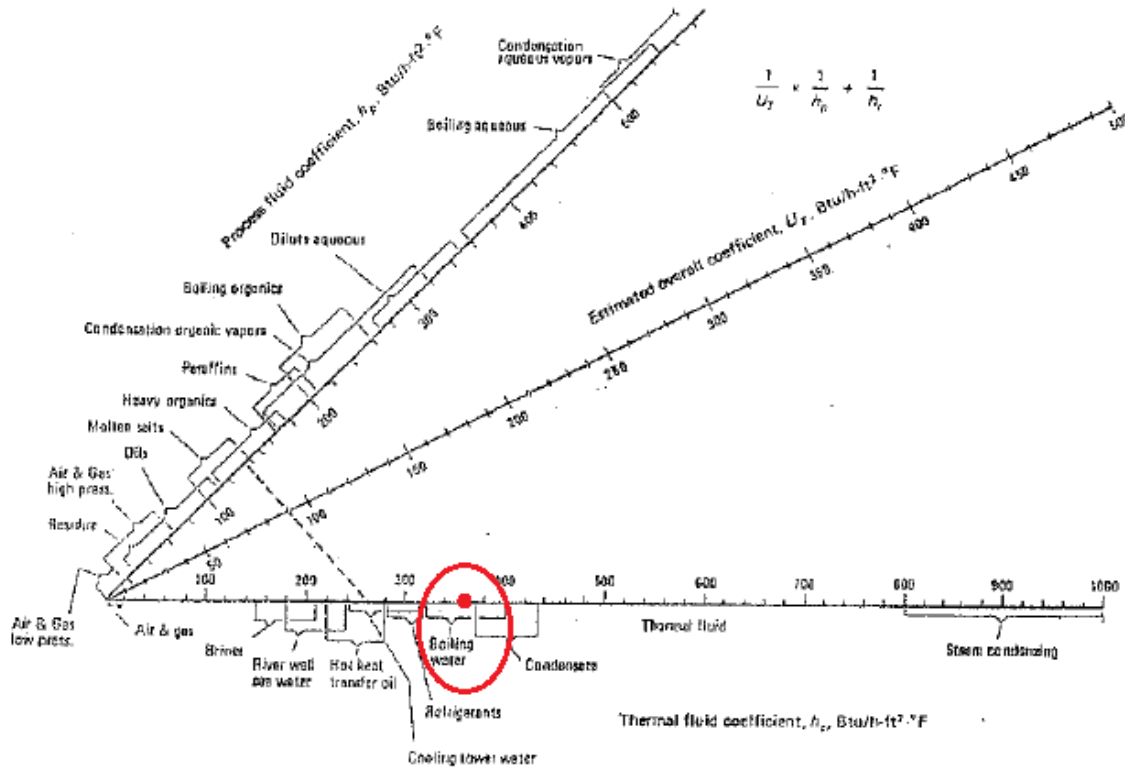
3.4.1.2 Outer Heat Transfer Coefficient Calculation

The outer heat transfer coefficient depends on the flow characteristics, properties, and flow geometry of the shell side fluid. In the case of the primary heat exchanger, the shell side fluid was the same as in the primary exchanger in the MSRE, so the overall heat transfer coefficient was assumed to be the same for simplicity of design calculations. In the steam generation exchangers, however, the outer heat transfer coefficient would be different due to the shell side containing water instead of fuel salt, and the difference in phases between the exchangers containing water. In these cases, the outer heat transfer had to be calculated separately. Equations 16 and 17 were obtained from *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* by Bergman et al and was used to estimate the outer film heat transfer coefficient for the economizer and superheater, where no phase change occurs (9.6 Empirical Correlations: External Free Convection Flows; 9.6.3 The Long Horizontal Cylinder, 2011).

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_{bulk})d_o^3}{\nu\alpha} \quad (16)$$

$$Nu = \frac{h_o d_o}{k} \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (17)$$

For the evaporator, however, Equations 16 and 17 cannot be used to calculate the outer film heat transfer coefficient because there is a phase change that needs to be accounted for differently.



ESTIMATING OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENTS

Figure 10: "Estimating Overall Heat Transfer Coefficients"

Figure 10 shows a chart from the CHE 4404 class at WPI that was used to estimate the outer heat transfer coefficient for use in evaporator sizing calculations. Because only the outer coefficient was unknown, the value was taken from the x axis in the range labeled “Boiling water” (Starr, 2014).

3.4.1.3 Exchanger Sizing

The primary heat exchanger was sized using the fuel salt heat transfer calculated in section 3.3.1, the temperature difference and correction factor given in the MSRE report, and the overall heat transfer coefficient was determined using Equation 6 and the heat, area, and temperature difference defined in the MSRE report (Robertson, 1965). The tube diameter was chosen and the number of tubes required to provide the necessary area was calculated. The exchanger shell diameter was chosen based on the number of tubes calculated and the charts given in Appendix D, and a safety factor of 10% was added to the area, based on a general exchanger design heuristic (Starr, 2014). The length of the straight section of tubes, where heat transfer is most efficient, was calculated to obtain the total area needed at the calculated number of tubes.

The economizer and superheater sizing methodology was similar to that used in the primary heat exchanger calculations. Instead of using the overall heat transfer coefficient calculated from the

MSRE data, though, Equations 16 and 17 were solved for a chosen diameter and given flow and temperature conditions in each exchanger that did not cause phase change. These heat transfer coefficients were then used to solve a system of equations including inner and outer area formulae and Equations 11-15 for the areas, tube straight length, and number of tubes. Similar to the primary exchanger sizing, the shell diameter was determined using the charts in Appendix D and the actual tube length was found based on an additional 10% heat transfer area. The evaporator was sized the same way using the estimated outer film heat transfer coefficient from Figure 10 in place of Equations 16 and 17.

3.4.2 Material Considerations

After designing the size of the heat exchangers in the steam generation loop, materials were chosen for each one. Since the exchangers use molten salts, “[t]he high operating temperatures limit the range of possible candidate materials for the construction of the heat exchanger[s]” (Adames, 2010). Corrosion, creep and thermal loads are three characteristics to take into consideration when choosing a material of construction (MOC). Molten salts can be very corrosive. And because they operate at high temperatures, the tendency for creep and oxidation greatly increase (Adames, 2010). Therefore, special steels or “superalloys” were considered for use wherever molten salt exposure would occur. ORNL’s MSRE used hastelloy, a nickel-based alloy, with the ability to resist corrosion and oxidation, and avoid creep at high temperatures. Hastelloy and other nickel alloys will be important considerations for the heat exchangers’ material (Haynes International, 2008).

3.4.3 Comparison to WPI’s Current Boiler System

After the heat exchanger network was designed for an MSR meeting campus heating needs, the designs were compared to WPI’s current set up in the Power House. To compare the two systems, floor space of each was evaluated. The design calculations for each exchanger in the MSR system included shell diameters and lengths. Assuming each exchanger’s width was equivalent to its diameter, a floor space area was calculated:

$$A = Length \times diameter \quad (18)$$

The exact floor space of the boilers in WPI’s Power House were not known, so their size was estimated using data from an industrial boiler manufacturer, which provide base length and width, thus floor space can be determined by:

$$A = Length \times width \quad (19)$$

4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Campus Heating Need

Currently, heating needs on the majority of WPI's campus are met by 100 psig saturated steam produced by the boilers in the campus Power House. This steam is transported along a fuel loop that heats approximately 1.2 million square feet of academic and residential spaces (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). During the cold season, the production need of this steam is between 8,000 lb/hr and 32,000 lb/hr, but on average the required flow rate is approximately 25,000 lb/hr. At a certain pressure and temperature, steam contains a specific amount of energy per pound, known as the enthalpy of the steam. At the conditions used on campus, the enthalpy was assumed to be constant at 1190 BTU/lb of steam, meaning saturation temperature and pressure was assumed to be maintained at maximum, minimum, and average production rates (Spirax-Sarco, 2014). At minimum steam production of 8,000 lb/hr, the heating energy usage was found to be approximately 9.52 million BTU/hr. At maximum heating need, the total energy need was found to be approximately 38.1 million BTU/hr, and the average heating energy need for campus was found to be 29.8 million BTU/hr. These calculations are provided in Appendix A.1.

An Aspen simulation was performed to validate these calculations. The simulations yielded an energy output of 9.2 million BTU/hr, 29 million BTU/hr, and 37 million BTU/hr for minimum, average and maximum steam needs, respectively. The Aspen results compare well to the energy balance calculations, confirming that Aspen and the furnace/fired heater block can simulate steam generation from a boiler system. Although future calculations did not focus on the boiler system, they did investigate the steam generation system of other heat sources.

These energy calculate levels of energy need were considered the standards from which to determine whether campus heating needs could be met using nuclear reactors as heat sources. The WPI Power House boilers produce saturated steam, but if the heat source of the steam production could heat the steam beyond the saturation temperature then campus heating could be accomplished more efficiently. As the steam temperature increases further and further above saturation temperature, in this case 338°F, the enthalpy of the steam increases and therefore the same quantity of heating can be accomplished using less water. This is the first way in which switching to a nuclear reactor as the heat source for campus steam generation would be beneficial. The outlet temperature of steam, and therefore the quality of that steam, from a natural gas-fired boiler is limited by the combustion energy obtainable from natural gas, furnace efficiency and boiler efficiency. The systems examined in this report, however, are based solely on heat exchange between two fluids, which can be accomplished using typical shell-and-tube heat exchangers, allowing efficiency to be estimated based on the calculated heat loss across the primary exchanger in the MSRE Design and Operations Report (Robertson, 1965).

4.2 MSRE Energy Potential Calculations and Simulation

The first candidate system to be evaluated for its ability to meet campus steam needs was the Molten Salt Reactor Experiment design used in Oak Ridge National Laboratory. For these calculations, the system was considered to contain a 10 MW_{th} reactor for nuclear power generation, a fuel salt flow rate of 1,200 gallons per minute, and a coolant salt flow rate of 850 gallons per minute, identical to the conditions used in the MSRE. The primary heat exchanger and all

temperatures were assumed to be identical to the MSRE design as well, but the air-cooled radiator was replaced with a theoretical heat recovery steam generator. The steam generator was approximated by three heat exchangers where heat was transferred between the coolant salt loop and the feed water/steam generation stream. Based on the temperature change in the coolant salt across the radiator, it was assumed that superheated steam could be produced at 1,000°F because this is reasonably close to the minimum coolant temperature of 1,025°F. Heat transfer calculations determined a heat loss in the primary exchanger of approximately 5% of the heat given off by the fuel salt. This was used as an estimate for heat loss across the steam generator to determine the overall heat absorbed by the water to generate the steam.

The inlet and outlet temperatures of the water stream in each exchanger were known because the steam was assumed to be 1000°F, as mentioned previously, and the economizer inlet temperature was chosen as 80°F based on a chemical engineering design heuristic and the assumption that Worcester city water supply would be at a similar temperature (Turton R. , Bailie, Whiting, Shaeiwitz, & Bhattacharyya, 2012). The remaining unknown temperatures, the evaporator inlet and outlet, are by definition the saturation temperature of 100 psig water because the economizer heats the feed water to saturation, phase change occurs within the evaporator, and the superheater heats the steam from saturation to the outlet temperature. From the known information in the MSRE report, both heat balances and an Aspen simulation were performed.

For the heat balance, known total heat transferred and temperature change values for each exchanger, as well as heat capacity and latent heat values obtained from steam tables (Spirax-Sarco, 2014), the set of three heat balances and the sum of the 3 heat values were solved simultaneously to find the heat transfer in each exchanger and the flow rate of superheated steam produced. The overall flow rate of superheated steam produced was found to be 20,521 lb/hr. The enthalpy of steam at 100 psig and 1000°F is 1532 BTU/lb, meaning the total heating energy in the calculated steam production is 31.4 million BTU/hr. The Aspen simulation yielded similar results, finding that an energy need of 3.1 BTU/hr of would require 20,660 lb/hr of steam.

These results indicate that the MSRE design would be able to meet the minimum and average heating needs of the buildings on the campus steam heating loop, but only 82.5% of maximum campus heating needs. Based on this finding, a molten salt reactor-based steam generation loop would require a slightly greater reactor thermal power output than that of Oak Ridge National Laboratory's MSRE. Calculations for the MSRE evaluation are provided in Appendix A.2

4.3 PWR vs. MSR Comparison

The next set of calculations aimed to determine the reactor thermal output that would be required to satisfy even maximum campus heating needs. For this evaluation, the goal was twofold – to show the water savings that can be seen from using a nuclear reactor instead of the natural gas-fuelled boilers currently used on campus, and to show the advantages of using a molten salt reactor as opposed to a pressurized water reactor similar to those used in many commercial nuclear power plants in the United States. To meet these goals, a steam generation system was first evaluated that resembled a scaled-down version of a Westinghouse 414 PWR power generation plant to determine the degree of superheating that can be attained at 100 psig and the reactor thermal output that would be required to produce enough steam at this temperature to meet the maximum campus heating needs of approximately 38 million BTU/hr. This was then compared to a design similar to the MSRE, with the radiator again replaced by a series of heat exchangers for steam generation.

4.3.1 Steam Generation by a PWR

The Westinghouse 414 is an example of a typical commercial PWR reactor capable of producing approximately 3800 MW_{th} (Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions, 1984). The first step in evaluating a system like this to be adapted for use in steam generation was to determine heat losses within the reactor and within the steam generators. Based on data available for the Westinghouse 414, the reactor was found to have approximately 11% of the thermal energy generated in the core not transferred to the coolant water, and 6.7% of the heat from the coolant water is lost across the steam generator to the environment. These percentages were then used in the design of a steam generation system for WPI.

Based on the temperatures given in the Westinghouse 414, heat exchange between the coolant stream and steam generation stream could potentially produce steam at a temperature of 500°F because this is reasonably close to the minimum coolant temperature of 558°F. Superheated steam at 100 psig and 500°F has an enthalpy of 1277 BTU/lb, which means that 29,800 lb/hr of steam would need to be produced in order to meet maximum campus heating needs (Spirax-Sarco, 2014). The Aspen Simulation estimated a need of 31,370 lb/hr. The Aspen and heat balance results are comparable, helping to verify each result. The Aspen simulation yielded a higher steam need by mass, which can be explained by one of two things. First, Aspen may use a higher heat loss across the generator. If all of the heat from the reactor isn't transferred to the steam generator, more steam will be required to service the same energy need. Second, heat transfer calculations become complex with boiling and phase change. Aspen may assume slightly different heat capacities or other values than those found for the heat transfer calculations.

Continuing a heat balance around the steam generator it was found that there would need to be a flow rate of approximately 455,000 lb/hr of coolant water at the same operating temperatures described in the Westinghouse 414. Another heat balance performed around the reactor determined that a PWR with similar heat loss to the Westinghouse 414 design would need to produce 12.55 MW_{th} in order to produce enough steam at 500°F to meet maximum heating needs on campus. A reactor this size producing steam at 500°F would allow for an overall water saving in the steam generation loop of 6.8% over the saturated steam produced by the boilers on campus at maximum heat production. Aspen Plus was not capable of simulating these calculations because of the extreme pressures required by a PWR, and because the fired heater/furnace block was not capable of connecting to another system or heat source.

By dividing the energy content of the outlet steam by the reactor thermal efficiency, the system was found to have an overall thermal efficiency of 89%, using Equation 7. Shultis and Faw provide a PWR summary table showing that the fuel used in a PWR has a specific power of approximately 33 kW/kg uranium (Shultis & Faw, 2002). Based on this specific power estimate, it was calculated that a 12.55 MW_{th} PWR would require approximately 380 kg of uranium to operate, rearranging Equation 8.

4.3.2 Steam Generation by an MSR

The 5% heat loss calculated in evaluation of the MSRE for steam generation was used as the approximate heat loss across the primary exchanger and steam generation exchangers in the MSR system evaluation. As mentioned in section 4.2, a molten salt reactor system at the temperatures given in the MSRE Design and Operations report is capable of producing steam superheated to 1000°F at 100 psig. This results in a steam flow rate of approximately 24,900 lb/hr required to

meet maximum campus heating needs. An Aspen simulation estimated the 38 million BTU/hr would require 25,674 lb/hr in an MSR. This corresponds to an average water savings of 20.1% over saturated steam need.

In order to produce this quantity of 1000°F steam from coolant salt at temperatures equal to those in the MSRE, the coolant flow rate required was found to be 991,600 lb/hr, and the fuel flow rate required was found to be 1.77 million lb/hr, an increase of 21.2% in coolant flow rate and 36.9% in fuel flow rate over the MSRE design. At these flow rates and the temperature changes from the MSRE, the total reactor thermal output required was found to be 12.16 MW and the thermal efficiency of the system was found to be 91.8%. Again, an Aspen simulation was not done on this part of the calculations because of the limitations of the furnace/fired heater block.

At 10 MW_{th} operation of the MSRE system, the primary (fuel circulation) loop contained 73 ft³ of fuel. According to the fuel composition given in the Design and Operations Report, 0.009 mol % of the fuel was uranium tetrafluoride (Robertson, 1965). Using Equation 8, the specific power of the fuel was approximately 43.9 kW/kg uranium. Assuming this same specific power, the 12.16 MW reactor required to produce steam to meet campus needs would require approximately 276 kg of uranium of uranium to operate. Detailed calculations can be found in Appendix A.4.

4.3.3 Benefits of the MSR

The calculations above prove that using a nuclear reactor as the heat source in a steam generation loop for heating the majority of campus would indeed allow for water savings in the steam generation. These calculations also show that not only can greater water savings be achieved with a molten salt reactor, but at a lower power production rate and with a lower uranium inventory. In addition to these benefits, a pressurized water reactor requires high pressure operation at approximately 2250 psia in order to prevent the water in the coolant loop from boiling (Shultis & Faw, 2002), however the molten salt fuel and coolant salts allow operation at pressures between 5 psig and 55 psig. This eliminates the need for equipment capable of withstanding such extreme pressures. Also, in a commercial PWR it is necessary to shut the reactor down completely approximately once a year to replace a portion of the fuel rods due to the buildup of fission poisons. The fluid nature of the fuel in a molten salt reactor enables some of these fission poisons to be removed throughout typical reactor operation by a helium off-gas system within the pump bowl (Robertson, 1965). For poisons that can't be removed by the helium gas, additional chemical processing unit operations can be added to the fuel loop to allow for continuous reprocessing without shutdown, or small quantities of fuel can be removed or added through a sample port in the reactor housing (Robertson, 1965). This would allow for continuous operation over long periods of time, which is especially important during the winter months when campus would rely on a consistent heating source to prevent pipe freezing or discomfort of students, staff, and faculty members. Table 3 shows a summary of the benefits related to an MSR over a PWR.

	PWR	MSR
Water need (lb/hr)*	29,820	24,870
Reactor thermal output (MW)*	12.5	12.1
Operation pressure (psi)	2250	Atmospheric
Specific Power of U (kW/kg U)	33	44

*Table 3: MSR vs. PWR; *Indicates value calculated from WPI campus energy need*

4.3.4 Exchanger Network Design and Sizing

Calculations from section 4.3 showed that the molten salt reactor was the more attractive option for campus steam generation than a PWR. Next, the final heat exchanger network design portion of this project was completed to fit into a molten salt reactor-based system to generate the amount of 1000°F required to meet WPI's maximum heating needs. Based on previous calculations this was found to be a flow rate of approximately 24,900 lb/hr of superheated steam at 100 psig and 1000°F, where the coolant flow rate required was found to be 991,600 lb/hr and the fuel flow rate 1.77 million lb/hr. The heat exchanger network was then sized based on these flow rates and the temperatures defined in the MSRE Design and Operations Report. All of the heat exchangers in the network were designed as shell and tube exchangers because that is the exchanger type successfully demonstrated in the MSRE primary exchanger. Sizing was determined using systems of equations in combination with handouts from the WPI ChE 4404 course to help estimate part of the heat transfer coefficient and to determine shell diameter sizes needed to fit the calculated number of tubes and passes (Starr, 2014). In order to facilitate heat transfer coefficients, the coolant salt was maintained as the tube side fluid in all of the exchangers, and the tubes were consistently considered to be made of Hastelloy N, the same material used in the MSRE primary exchanger. In addition to helping with heat transfer coefficient determination, using the same tube material allows for heat exchanger design to be supported by proven operation throughout the entire duration of the MSRE.

4.4.1 Primary Exchanger Sizing Calculations

In order to determine the total heat transfer area required within the primary exchanger, an overall heat transfer coefficient needed to be determined. The overall heat transfer coefficient is the sum of the inverse of three resistances, as described by Equation 10. The first resistance is a measure of heat transfer through a thin layer of tube side fluid immediately adjacent to the tube wall. The second is the resistance to heat transfer through the tube material itself, and the last is the resistance to heat transfer through a thin layer of shell side fluid immediately adjacent to the outer wall of the tubes. In order to calculate the heat exchange area required in the primary exchanger in the system designed for this project, the heat transfer coefficient needed to be determined. Because of the similarity in material and geometry between this exchanger and the MSRE primary exchanger, the overall heat transfer coefficient can be assumed to be the same between both. This was determined using the heat transfer, log mean temperature difference, and total area defined in the Design and Operations Report, and was found to be 1027 BTU/(lb*hr°F). In designing the primary exchanger

for this project, the log mean temperature difference and overall heat transfer coefficient were the same as in the MSRE, and the heat transferred was the same as that calculated in section 4.3.2, so the area required for heat transfer was found to be 303.6 ft². By choosing 1" diameter 2 pass U-tubes with a straight length of 10 feet, the total number of tubes required was found to be 58. Adding a 10% extra area as recommended by design heuristic, the actual heat transfer area was found to be 334 ft², which corresponds to 58 1"-diameter U-tubes with a straight length of 11 feet. A U-tube set up is shown in Figure 11.

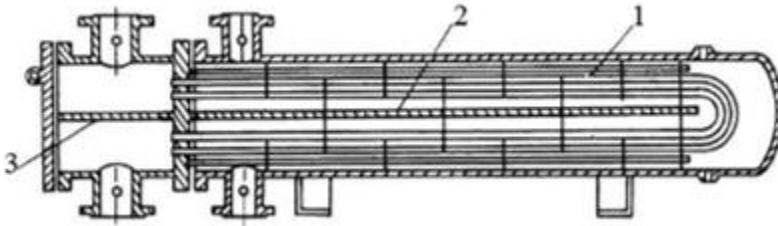


Figure 11: U-tube Set Up for Exchanger Design

found to be 334 ft², which corresponds to 58 1"-diameter U-tubes with a straight length of 11 feet. A U-tube set up is shown in Figure 11.

Hastelloy N was chosen as the material of construction for its ability to resist corrosion and creep at high temperatures

(Haynes International, 2008). Furthermore, this was the material used in the MSRE's primary exchanger, so it has shown its ability to withstand the harsh conditions of a molten salt environment (Haubenreich & Engel, 1970).

Figure 12 displays general design aspects of each exchanger:

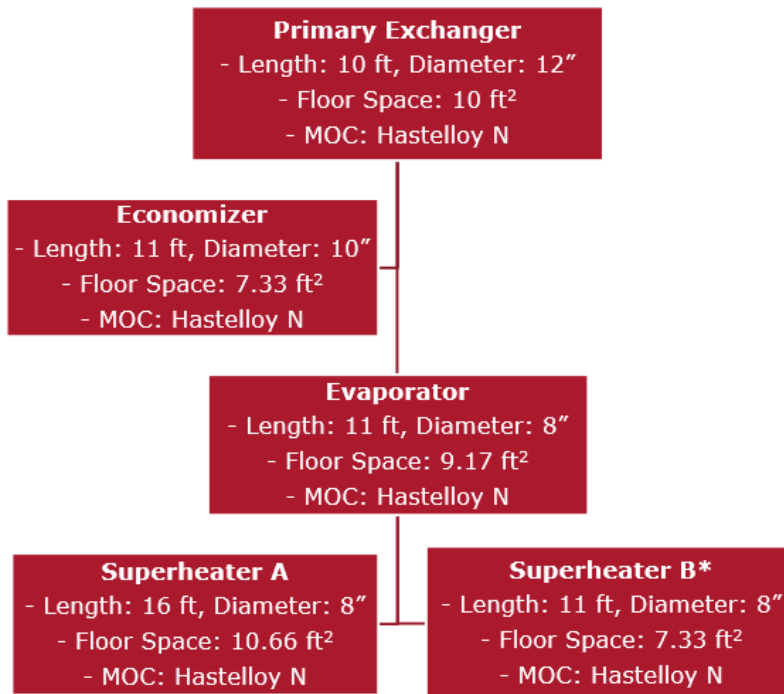


Figure 12: MSR Exchanger System Design

4.4.2 Superheater A/B Calculations

The superheater is the last portion of the steam generation section where the saturated steam is heated to 1000°F. Sizing calculations for this exchanger were similar to those for the economizer

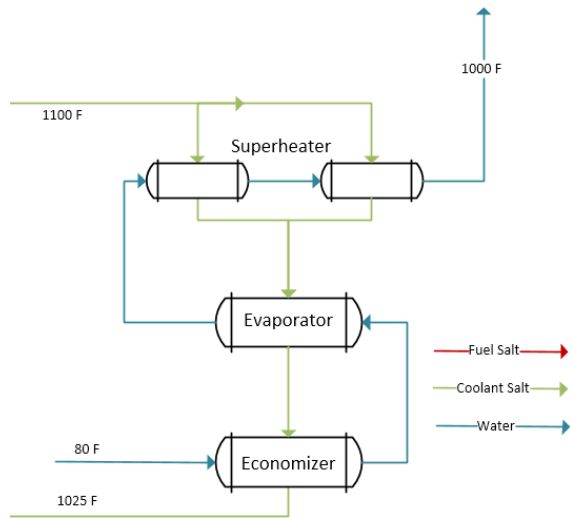


Figure 13: Split Superheater Steam Generation Design

and utilized the same equations for outer film heat transfer coefficient determination. A variety of diameters were tested but none gave reasonable length or area results. The log mean temperature difference was then adjusted to allow for more reasonable results. In order to do this, the superheater was split into two separate units in series with respect to the water stream. In order to maintain the temperature profile of the coolant salt loop, the coolant stream was split so that the exchangers were in parallel with respect to the coolant salt. A diagram of this layout is shown in Figure 13.

Once this adjustment was made, the results were much more reasonable. Outer film coefficients were again calculated using Equations 11-15, and the system of equations previously described was used to solve for the area required for each heat exchanger and the number of tubes to make each area. For the first superheater, where the steam was heated from saturation to 639°F, the required heat transfer area was 198 ft², which led to a need for 36 two-pass tubes with diameter 0.75 inches and a triangular 1 inch pitch. With the 10% additional area the final tube length for the first superheater was found to be 15.4 feet. For the second superheater where the steam was heated from 639°F to the outlet 1000°F, the initial calculations again gave unreasonable areas, but this was a small enough problem that it was remedied by increasing the number of tube passes from 2 to 4. With 4 passes, the required area was calculated to be 283 ft² which required 36 four-pass 0.75-inch diameter tubes. These tubes required a shell diameter of 8 inches and a triangular pitch of $\frac{17}{18}$ inches. With the 10% additional area, the final tube straight length required was found to be 11 feet.

4.4.3 Evaporator Sizing Calculations

In the evaporator, the latent heat of the saturated water is transferred from the coolant stream to the saturated feed water, vaporizing it to form saturated steam. Because of the boiling that occurs within the evaporator, determination of the outer film coefficient was more complicated than with the economizer. When dealing with boiling water, one has to consider the different phases of evaporation that the water goes through. First is nucleate boiling, in which small bubbles of vapor begin to appear one by one then rise away from the tube surface. Then is transition boiling where larger bubbles form more quickly and evaporate out of the liquid, and lastly film boiling where a full layer of vapor replaces the liquid along the tube surface. Because of the different phases of boiling, the heat transfer film coefficient can't be evaluated the same way as in the economizer. In the interest of time, a film coefficient was estimated from the chart in Figure 10 to be 360 BTU/(hr*ft²*°F). Using this film coefficient and an assumed tube diameter of 0.75 inches, the system of equations used for economizer sizing was set up to find the required heat transfer area

of 141 ft² and the number of tubes required, which was found to be 36. In order to fit 36 tubes of 0.75 inch diameter on a triangular pitch of 1 inch, the shell diameter required was found to be 8 inches. With the 10% safety factor area increase, the total straight tube length was determined to be 11 feet.

4.4.4 Economizer Sizing Calculations

The economizer is the first section of the steam generation heat exchanger series. In this exchanger, the feed water is heated from 80°F to its saturation temperature of 338°F. This exchanger utilizes the coolest part of the coolant salt stream because it requires the least heat. The heat exchanged is approximately 4.73 million BTU/hr, and the corrected log mean temperature difference is 224°F. In order to calculate the area required for heat exchange, the overall heat transfer coefficient was determined. Unlike the primary exchanger, the value calculated from MSRE data could not be applied to this exchanger because the shell side fluid is not fuel salt and therefore the film coefficient will be different. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* provided Equations 13 and 14 to determine the outer film coefficient for a fluid flowing in a cross-flow configuration across cylindrical horizontal tubes (9.6 Empirical Correlations: External Free Convection Flows; 9.6.3 The Long Horizontal Cylinder, 2011). From these equations and a chosen outer tube diameter of 1.75 inches, the outer film coefficient was found to be 522.13 BTU/(hr*ft²*°F). A system of equations was set up using Equations 6, 8-12, and the equations for inner and outer tube areas to solve for the number of tubes and the straight length of those tubes that would allow the inner film coefficient to be the same as that in the primary exchanger while simultaneously making Equation 6 true. The heat exchange area required was found from this system of equations to be 142 ft², which corresponded to 22 two-pass tubes on a 1 5/8 inch triangular pitch. This many tubes at this size require a 10 inch shell based on the charts provided from ChE 4404 (Starr, 2014). After adding a 10% safety factor to the area, the final straight length of these tubes was found to be 10.8 ft.

4.4.5 Floor Space Comparison to Current Boiler System

To compare the designed MSR steam generation system to the current system used at WPI and prove the impact of using an MSR, the floor space of each layout was compared. Using the shell diameters determined from the design calculations as a width, and tube lengths as length, the floor space needed for each MSR exchanger was calculated. It was found that the primary exchanger, evaporator, economizer, superheater A and superheater B would require 10, 7.33, 9.17, 10.66, 7.33 ft², respectively. This totals to 44.5 ft² of floor space required for the entire MSR exchanger system, not taking into account the space needed for accessing the equipment for maintenance.

The floor space taken up by the current boiler system at WPI was unknown, so an estimation was calculated using information from an industrial boiler manufacturer, Hoval. In Hoval's manual of industrial boiler options, the base length and width are listed for each type, along with other data. Hoval's smallest boiler, which has a capacity of 7.8 BTU/hr, has base dimensions of 3480 mm by 1700mm (11.42 ft by 5.6 ft) (Hoval, 2013). Thus, the floor space required for the boiler is 63.9 ft². A minimum of four of these boilers would be required to meet WPI's campus heating needs, meaning it would require about 256 ft² of floor space, over 5 times more floor space than the entire MSR system. . There are currently only three boilers in the WPI Power House, but this serves as a general understanding of the space requirement for each kind of steam generation system. The difference in the floor space requirements for each system is impactful for future analysis and implementation. Since the MSR system doesn't require as much space, the possibilities for installation location on campus are much greater than those of a boiler system.

CONCLUSION AND RECOMMENDATIONS

After determining WPI heating need and evaluating and designing a steam generation system, a molten salt reactor would be an attractive solution to WPI's steam generation issues. Using an MSR would be an economic, technological, and environmental advantage. This project was the first step in evaluating an MSR for steam generation and the possibility of a nuclear reactor of such a large scale on a university campus. There are several research and implementation steps ahead. Recommendations for future work can be broken into two categories: continued loop design and campus implementation. Research on continued loop design would focus on refining the MSR system designed in this project by looking at all aspects of the reactor and steam generation loop. Campus implementation would include research on economic and political aspects of building a new reactor, as well as the eventual installation and operation plans.

As mentioned before, this project was the first step in designing a steam generation loop for WPI, using an MSR as a heat source. Future research should focus on building upon the proposed design and designing all other aspects of the reactor and steam generation loop. Since the MSRE design would not meet WPI's heating needs, a new reactor would need to be designed for use at WPI. The required thermal output of the reactor and the fuel and coolant salt flow rates were determined in this project, but extensive research should be done on the core design itself and scaling up to over 12 MW from the 10 MW MSRE design. Furthermore, the MSRE concluded in the 1960s, less than 20 years after nuclear power research began. Over 50 years later, there are certainly technological improvements to be made on the core design. Future research should also focus on the design of the entire system: containment tanks, freeze valves, pumps, pipes, etc. A potentially unique aspect of an MSR design would be pump design. A study presented at the 12th annual International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment in 2010 investigated the possibility of pumps self-operating from the convective and electromagnetic nature of molten salts (Etay, Fireteanu, Fautrelle, & Roman, 2010). This would add another benefit to the MSR system by improving safety and reducing electricity costs.

In addition to the equipment design, there are possibilities for improvements in fuel technology and material of construction for equipment in the MSR system. An important aspect of bringing an MSR to campus would be determining most efficient and cost effective fuel compositions and materials of construction. The MSRE investigated multiple fuel types before it was shut down, each with varying compositions of beryllium fluoride, lithium fluoride, zirconium fluoride, thorium fluoride, and uranium fluoride (Haubenreich & Engel, 1970). This research should continue to determine the best fuel from his application. Research could also continue on materials for both the core and other equipment. Although Hastelloy N was used in the MSRE successfully, it is a very expensive alloy. There may be cheaper or more effective materials that could be used for the design on WPI campus.

Lastly, to aid research of continued loop design, it would be important to use a simulation software capable of simulating nuclear chemistry, high temperatures, and the unique properties of molten salts. Aspen Plus Simulation software was able to give a basic understanding on some of the heat transfer properties of steam in the steam generator. However, there were difficulties in simulating the molten salt heat transfer, and Aspen was unable to simulate the full connected MSR system. To best design the future system for WPI's campus, it would be important to use a more advanced simulation software to test designs.

Once the full system has been designed, WPI can begin the process of bringing the reactor to campus. This would also require extensive research. Before the reactor could actually be built on campus, research should focus on several aspects of implementation. First, once system materials and equipment have been designed, it will be important to complete a cost analysis of the project, including construction, installation and eventual labor costs. A cost analysis would also serve as a comparison to WPI's current steam generation system to determine how beneficial the MSR would be economically. Furthermore, there are extensive safety and licensing requirements for chemical plants, especially for nuclear reactors. Once the reactor is sized, research should look into where the system can be placed on campus, how it can be connected to the current system, and what licensing and regulations standards WPI will need to meet. Since actual implementation of the project is several years in the future, there is plenty of time for current Power House operators and staff to receive the proper training.

Overall, the MSR is a promising technology for steam generation a WPI. Though there are several future steps and research necessary before an actual reactor can be brought to campus, this project has proven that MSR technology is an important option to consider for improving WPI's steam generation. Most importantly, implementing a nuclear reactor for steam generation on a college campus would make a significant impact in the technology world. WPI has a long tradition of innovation, and striving to be at the forefront of technological advancements. Bringing an MSR to campus would continue this tradition.

REFERENCES

- 9.6 Empirical Correlations: External Free Convection Flows; 9.6.3 The Long Horizontal Cylinder. (2011). In T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, & D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed., pp. 604-613). United States: John Wiley & Sons, Inc.
- Adames, A. A. (2010). *Design Considerations of a 15kW Heat Exchanger for the CSPonD Project*. Boston: Adrian A. Adams.
- AspenTech. (2014). *Reduce Capital Costs and Improve Efficiency by Sizing and Modeling Heat Exchangers in Aspen Plus and Aspen HYSYS*. Retrieved from AspenTech Support.
- Clark, W. M. (2014). *Review of Heat Transfer*. Retrieved from blackboard.wpi.edu: https://my.wpi.edu/webapps/portal/frameset.jsp?tab_tab_group_id=_2_1&url=%2Fwebapps%2Fblackboard%2Fexecute%2Flauncher%3Ftype%3DCourse%26id%3D_66853_1%26url%3D
- Environmental Protection Agency. (2013). *Climate Change and Indicators in the United States*.
- Etay, J., Fireteanu, V., Fautrelle, Y., & Roman, C. (2010). *Electromagnetic Pumping of Molten Salts*. International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment.
- Fishlock, D. (2006). Voyage of the PWR. *Nuclear Engineering International*, 38-40.
- Generation IV International Forum. (2013). *Annual Report 2013*.
- Grudzinski, B. (2014, November 18). Further Power House Information. (K. Devaney, Interviewer)
- Grudzinski, B. (2014, November 7). WPI Power House Steam Production Information. (K. Devaney, Interviewer)
- Hargraves, R., & Moir, R. (2010). Liquid Fluoride Thorium Reactors - An old idea in nuclear power gets reexamined. *American Scientist*, 304-313.
- Haubenreich, P. N., & Engel, J. R. (1970). Experience With the Molten Salt Reactor Experiment. *Nuclear Applications and Technology*, 118-136.
- Haynes International. (2008). *Hastelloy X Alloy*. Kokomo, IN: Haynes International Global Headquarters.
- Holdren, J. P. (1991). *Population and the Energy Problem*.
- Hoval. (2013). Industrial Boilers. Lichtenstein.
- Ignatiev, V., Feynberg, O., Gnidoi, I., Merzlyakov, A., Surenkov, A., Uglov, V., . . . Osipenko, A. (2014). Molten salt actinide recycler and transforming system without and with Th-U

- support: Fuel cycle flexibility and key material properties. *Annals of Nuclear Energy*, 64, 408-420.
- Kok, K. D. (2009). *Nuclear Engineering Handbook*. New York: CRC Press.
- Nuclear Regulatory Commission. (2014, October 6). *Storage of Spent Nuclear Fuel*. Retrieved from U.S. NRC: <http://www.nrc.gov/waste/spent-fuel-storage.html>
- Power Reactors*. (2013, December). Retrieved from United States Nuclear Regulatory Commission: <http://www.nrc.gov/reactors/power.html>
- Robertson, R. C. (1965). *MSRE Design and Operations Report Part I Description of Reactor Design*. Oak Ridge National Laboratory. Oak Ridge, TN: Oak Ridge National Laboratory.
- Rosenthal, M. W., Kasten, P. R., & Briggs, R. B. (1970). Molten-salt Reactors - History, Status, and Potential. *Nuclear Applications & Technology*, 107-117.
- Shultis, J. K., & Faw, R. E. (2002). *Fundamentals of Nuclear Science and Engineering*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- Spirax-Sarco. (2014). *Steam Tables*. Retrieved from Spirax Sarco USA: <http://www2.spiraxsarco.com/us/resources/steam-tables.asp>
- Starr, T. (2014, November 24). CHE 4404 Lecture on Heat Exchanger Sizing. Worcester, MA.
- Teir, S. (2003). Basics of Steam Generation. In S. Teir, *Steam Boiler Technology eBook* (2 ed.). Energy Engineering and Environmental Protection Publications.
- The National Academy of Sciences. (2014). *What you Need to Know about Energy- Emerging Technologies*. Retrieved from <http://needtoknow.nas.edu/energy/energy-sources/emerging-technologies/>
- Theriault, K. (2009). Boiling Water Reactors (BWRs). In K. D. Kok (Ed.), *Nuclear Engineering Handbook* (eBook ed., pp. 83-139). CRC Press.
- Transatomic Power Corporation. (2014, October). Retrieved from Transatomic Power: <http://transatomicpower.com/>
- Turton, R., Bailie, R. C., Whiting, W. B., Shaeiwitz, J. A., & Bhattacharyya, D. (2012). *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes* (Kindle Fire ed.). Boston: Prentice Hall.
- Turton, R., Bailie, R., Whiting, W., Shaeiwitz, J., & Bhattacharyya, D. (2013). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. Boston: Prentice Hall.
- U.S. Energy Information Administration (EIA). (2014). *International Energy Outlook 2014*. Washington, DC: EIA.
- Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions. (1984). *The Westinghouse Pressurized Water Reactor Nuclear Power Plant*.

- Wood, J. (2007). *Nuclear Power*. Institution of Engineering and Technology.
- Worcester Polytechnic Institute. (2014, Dec 12). *Campus Maps*. Retrieved from wpi.edu: http://www.wpi.edu/Images/CMS/University-About/WPI_2-D_Map_2014__web.pdf
- World Nuclear Association. (1996). *Physics of Uranium and Nuclear Energy*. Retrieved from <http://www.world-nuclear.org/info/Nuclear-Fuel-Cycle/Introduction/Physics-of-Nuclear-Energy/>
- World Nuclear Association. (2014, October 8). *Supply of Uranium*. Retrieved from World Nuclear Association: <http://www.world-nuclear.org/info/Nuclear-Fuel-Cycle/Uranium-Resources/Supply-of-Uranium/>
- World Nuclear Association. (2014, November). *World Energy Needs and Nuclear Power*. Retrieved from World Nuclear Association: <http://www.world-nuclear.org/info/Current-and-Future-Generation/World-Energy-Needs-and-Nuclear-Power/>

APPENDIX A: Heat transfer and energy calculations

A.1 Campus energy requirement

Steam characteristics

Saturated Steam

$$P := 100 \quad \text{psi}$$

$$T_{\text{sat}} := 338 \quad \text{°F}$$

$$H_{\text{sat}} := 1190.22 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Steam production rates during cold season

$$w_{\text{min}} := 8000 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$w_{\text{max}} := 32000 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$w_{\text{ave}} := 25000 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Thermal energy requirements on campus

$$Q_{\text{min}} := w_{\text{min}} \cdot H$$

$$Q_{\text{min}} = 9.522 \times 10^6 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{ave}} := w_{\text{ave}} \cdot H$$

$$Q_{\text{ave}} = 2.976 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{max}} := w_{\text{max}} \cdot H$$

$$Q_{\text{max}} = 3.809 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

A.2 MSRE steam production

MSRE System Specifications as defined in MSRE Design and Operations Report (Robertson, 1965)

Fuel Characteristics

$$V_f := 1200 \quad \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

$$\rho_f := 134 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pf} := 0.47 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Coolant Salt Characteristics

$$V_c := 850 \quad \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

$$\rho_c := 120 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pc} := 0.53 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Reactor (r) Specifications

$$Q_{rMW} := 10 \quad \text{MW}$$

$$T_{in,rf} := 1175 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{out,rf} := 1225 \quad ^\circ\text{F}$$

Primary Heat Exchanger (px) Specifications

$$Q_{hkW} := 30 \quad \text{kW}$$

Fuel on shell side

$$T_{in,pxf} := 1225 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{out,pxf} := 1175 \quad ^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{EMW}} := 10 \quad \text{MW}$$

Coolant on tube side

$$T_{\text{in.pxc}} := 1025 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{out.pxc}} := 1100 \quad ^\circ\text{F}$$

*Steam Generator (sg) Specifications**

$$T_{\text{in.sgc}} := 1100 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{out.sgc}} := 1025 \quad ^\circ\text{F}$$

* In the original Molten Salt Reactor Experiment the coolant salt passed through a radiator where the heat was allowed to dissipate from the stream into air. To achieve steam generation, we are replacing the radiator with a steam generator but maintaining the same inlet and outlet conditions.

Steam Generation Specifications

Superheated Steam

$$T_s := 1000 \quad ^\circ\text{F}$$

$$P_s := 100 \quad \text{psi}$$

$$H_{s,1000} := 1531.75 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q_{\text{need}} := 3.809 \cdot 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$C_{\text{psat.steam}} := 0.59 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$C_{\text{psup.steam}} := 0.52 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$C_{\text{psteam}} := \frac{C_{\text{psat.steam}} + C_{\text{psup.steam}}}{2}$$

$$C_{p\text{steam}} = 0.555 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot (^\circ\text{F})}$$

$$C_{p\text{feedwater}} = 0.998 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot (^\circ\text{F})}$$

$$\lambda_w = 881.04 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$T_w = 80 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{sat}} = 338 \quad ^\circ\text{F}$$

Unit Conversions

$$Q_{\text{BTU}} = 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{MW}$$

$$V_{\text{ft}^3/\text{hr}} = 8.021 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad \left(\frac{\text{Gal}}{\text{min}} \right)$$

$$Q_r = Q_{\text{MW}} Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_r = 3.412 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_f = Q_{\text{MW}} Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_f = 3.412 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{hMW}} = \frac{Q_{\text{hkW}}}{1000}$$

$$Q_{\text{hMW}} = 0.03 \quad \text{MW}$$

$$Q_h = Q_{\text{hMW}} Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_h = 1.024 \times 10^5 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$m_f := V_f \cdot V_{ft3} \cdot \rho_f$$

$$m_f = 1.29 \times 10^6 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

$$m_c := V_c \cdot V_{ft3} \cdot \rho_c$$

$$m_c = 8.181 \times 10^5 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

Heat Loss in Primary Heat Exchanger

$$Q_c := m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{\text{out, pxc}} - T_{\text{in, pxc}})$$

$$Q_c = 3.252 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_f = 3.412 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss}} := \frac{(Q_f + Q_h) - Q_c}{Q_f + Q_h}$$

$$Q_{\text{loss}} = 0.0498 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Steam Generated

$$Q_c = 3.252 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Assume same heat loss as in primary heat exchanger

$$Q_{\text{loss}} = 0.05$$

$$Q_w := Q_c \cdot (1 - Q_{\text{loss}})$$

$$Q_w = 3.09 \times 10^7$$

Guess

$$m_w = 20000$$

Given

$$Q_{\text{econ}} := m_w (C_{p\text{feedwater}}) (T_{\text{sat}} - T_w)$$

$$Q_{\text{evap}} := m_w \lambda_w$$

$$Q_{\text{super}} := m_w (C_{p\text{steam}}) (T_s - T_{\text{sat}})$$

$$Q_w = Q_{\text{econ}} + Q_{\text{evap}} + Q_{\text{super}}$$

$$\text{Find}(Q_{\text{econ}}, Q_{\text{evap}}, Q_{\text{super}}, m_w) = \begin{pmatrix} 5.15 \times 10^6 \\ 1.762 \times 10^7 \\ 8.133 \times 10^6 \\ 2 \times 10^4 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \end{pmatrix}$$

$$m_w = 2 \times 10^4$$

$$Q_{\text{steam.MSRE}} := m_w H_s 1000$$

$$Q_{\text{steam.MSRE}} = 3.063 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{need}} - Q_{\text{steam.MSRE}} = 7.455 \times 10^6 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

MSRE can not meet current campus needs.

A.3 PWR steam production

Westinghouse 414 PWR System Design

Reactor

$Q_{r,MW,414} := 3819$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$T_{in,c,r} := 557.5$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{out,c,r} := 618.5$	$^{\circ}\text{F}$
$m_{c,r} := 138400000$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$C_{p,c} := 1.37$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}}$

Steam Generator

$T_{in,c,sg} := 621$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{out,c,sg} := 558$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{w,414} := 462$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{s,414} := 561$	$^{\circ}\text{F}$
$m_{c,sg} := 35075000$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$m_{s,414} := 3813000$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$C_{pw414} := 1.13$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}}$
$\lambda_{1100} := 628.13$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$
$C_{ps414} := 1.31$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}}$
$T_{sat,414} := 558$	$^{\circ}\text{F}$

Unit Conversions

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{MW}$$

$$V_{\text{ft}^3/\text{hr}} := 8.021 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad \left(\frac{\text{Gal}}{\text{min}} \right)$$

$$Q_{r.414} := Q_{r.MW.414} \cdot Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_{r.414} = 1.303 \times 10^{10} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Westinghouse 414 heat losses

Reactor

$$Q_{r.414} = 1.303 \times 10^{10} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{cool.r}} := m_{c.r} \cdot C_{p.c} \cdot (T_{\text{out.c.r}} - T_{\text{in.c.r}})$$

$$Q_{\text{cool.r}} = 1.157 \times 10^{10} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss.r}} := \frac{Q_{r.414} - Q_{\text{cool.r}}}{Q_{r.414}}$$

$$Q_{\text{loss.r}} = 0.112 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Steam Generator

$$Q_{\text{cool.sg}} := m_{c.sg} \cdot C_{p.c} \cdot (T_{\text{in.c.sg}} - T_{\text{out.c.sg}})$$

$$Q_{\text{cool.sg}} = 3.027 \times 10^9 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{steam.sg}} := m_{s.414} \cdot [C_{pw.414} \cdot (T_{\text{sat.414}} - T_{w.414}) + \lambda_{1100} + C_{ps.414} \cdot (T_{s.414} - T_{\text{sat.414}})]$$

$$Q_{\text{steam.sg}} = 2.824 \times 10^9 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss.sg}} := \frac{Q_{\text{cool.sg}} - Q_{\text{steam.sg}}}{Q_{\text{cool.sg}}}$$

$$Q_{\text{loss.sg}} = 0.067$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Campus steam generation design

$$Q_{\text{need}} := 38087040$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$T_s := 500$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$P_s := 100$$

$$\text{psi}$$

$$H_s := 1277.37$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$T_{\text{feed}} := 80$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$C_{\text{pfeed}} := 0.998$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$T_{\text{sat}} := 338$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$C_{\text{p338}} := 0.59$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$C_{\text{p500}} := 0.51$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$C_{\text{ps}} := \frac{C_{\text{p500}} + C_{\text{p338}}}{2}$$

$$C_{\text{ps}} = 0.55$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$$

$$\lambda_s := 881.04$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$m_s := \frac{Q_{\text{need}}}{H_s}$$

$$m_s = 2.982 \times 10^4 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q_w = m_s [C_{p\text{feed}}(T_{\text{sat}} - T_{\text{feed}}) + \lambda_s + C_{ps}(T_s - T_{\text{sat}})]$$

$$Q_w = 3.66 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{c,sg} := \frac{Q_w}{1 - Q_{\text{loss},sg}}$$

$$Q_{c,sg} = 3.924 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$m_c := \frac{Q_{c,sg}}{C_{p,c}(T_{\text{in},c,sg} - T_{\text{out},c,sg})}$$

$$m_c = 4.547 \times 10^5 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q_{c,r} = m_c \cdot C_{p,c}(T_{\text{out},c,r} - T_{\text{in},c,r})$$

$$Q_{c,r} = 3.8 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_r := \frac{Q_{c,r}}{1 - Q_{\text{loss},r}}$$

$$Q_r = 4.281 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{r,MW} := \frac{Q_r}{Q_{\text{BTU}}}$$

$$Q_{r,MW} = 12.546 \quad \text{MW}$$

A.4 MSR Steam Production and Specific Power Calculations

MSR Steam Generation

MSR steam generation system design

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{MW}$$

Fuel loop

$$C_{\text{pf}} := 0.47 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$$

$$T_{\text{in.fr}} := 1175 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out.fr}} := 1225 \quad \text{F}$$

Primary Heat Exchanger

$$Q_{\text{h}} := \frac{0.03}{Q_{\text{BTU}}} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss}} := 0.0498$$

Fuel on shell side

$$T_{\text{in.fpx}} := 1225 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out.fpx}} := 1175 \quad \text{F}$$

Coolant on tube side

$$T_{\text{in.c.px}} := 1025 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out.c.px}} := 1100 \quad \text{F}$$

Coolant loop

$$C_{\text{pc}} := 0.53 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$$

Steam Generator

$$T_{\text{in.c.sg}} := 1100 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out.c.sg}} := 1025 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{in.w}} := 80 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out.s}} := 1000 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{sat}} := 338 \quad \text{°F}$$

$$Q_{\text{loss.sg}} := 0.05$$

$$C_{\text{p.w}} := 0.998 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}}$$

$$C_{\text{p.s}} := 0.555 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}}$$

$$P_s := 100 \quad \text{psi}$$

$$\lambda_s = 881.04 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$H_{\text{s.1000}} := 1531.75 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q_{\text{need}} := 32000 \cdot 1190.22$$

$$Q_{\text{need}} = 3.809 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Steam required for campus heating

$$m_s := \frac{Q_{\text{need}}}{H_{\text{s.1000}}}$$

$$m_s = 2.487 \times 10^4 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Reactor output required

$$Q_w = m_s [C_{\text{p.w}}(T_{\text{sat}} - T_{\text{in.w}}) + \lambda_s + C_{\text{p.s}}(T_{\text{out.s}} - T_{\text{sat}})]$$

$$Q_w = 3.745 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_c := \frac{Q_w}{1 - Q_{\text{loss.sg}}}$$

$$Q_c = 3.942 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$m_c := \frac{Q_c}{C_{pc}(T_{in,c,sg} - T_{out,c,sg})}$$

$$m_c = 9.916 \times 10^5 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q_c = 3.942 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_f := \frac{Q_c}{1 - Q_{loss}} - Q_b$$

$$Q_f = 4.148 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_r := \frac{Q_f}{Q_{BTU}}$$

$$Q_r = 12.157 \quad \text{MW}$$

$$\eta := \frac{Q_{need}}{Q_f}$$

$$\eta = 0.918$$

MSRE Specific Power Calculation

$v_f := 73$	ft^3	Volume of fuel present in primary circulation system (per Design and Operations Report)
$\frac{\text{mm}}{\text{mm}} := \frac{25.94(0.65) + 47.01(0.291) + 167.21(0.05) + 314.02(0.009)}{1000}$	$= 0.042$	$\frac{\text{kg}}{\text{mol}}$ molar mass of fuel
$\rho_f := 134$		$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$ density of fuel
$m_f := v_f \cdot \rho_f = 9782$		lb
$9782 \text{ lb} = 4437 \text{ kg}$		mass of fuel in kg
$\frac{m}{\text{mm}} = 4437$		mol U
$U_{\text{mol}} := 0.009 \left(\frac{m}{\text{mm}} \right) = 956.993$		kg U in MSRE
$m_U := U_{\text{mol}} \frac{238.03}{1000} = 227.793$		
$\frac{10 \cdot 1000}{227.793} = 43.9$		$\frac{\text{kW}}{\text{kg}}$ Specific power of MSRE fuel

APPENDIX B: Aspen Input Files

B.1 Campus Energy Need

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 21:43:08 Wed Dec 17, 2014

;Directory C:\ProgramData\AspenTech\Aspen Plus V8.2 Filename
C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\14\~ap835b.txt

;

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &
INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &
'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &
/ 'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLWSHEET

BLOCK B1 IN=1 OUT=2

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &

MASS-FLOW=32000. <lb/hr>

MOLE-FRAC WATER 1.

BLOCK B1 HEATER

PARAM PRES=100. <psig> VFRAC=1.

EO-CONV-OPTI

STREAM-REPOR MOLEFLOW

B.2 MSRE Steam Production

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 09:28:25 Mon Dec 15, 2014

;Directory R:\WINDOWS\system\MQP\FIREHEATER

C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\6\~ape0d9.txt

Filename

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &
INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &
'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &
'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O /

LITHI-01 LIF /

BERYL-01 BEF2 /

URANI-01 UF4

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLOWSHEET

BLOCK PRIMARY IN=3 1 OUT=4 2

BLOCK STEAMGEN IN=5 OUT=6

BLOCK HEATER IN=4 OUT=9

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA REVIEW-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST DHVLB / PC / TC / VC / ZC

PVAL LITHI-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PVAL BERYL-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=1025. <F> PRES=47. <psig> &

VOLUME-FLOW=850. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.66 / BERYL-01 0.34 / &

URANI-01 0.

STREAM 3

SUBSTREAM MIXED TEMP=1225. <F> PRES=35. <psig> &

VOLUME-FLOW=1200. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.7 / BERYL-01 0.291 / &
URANI-01 0.009

STREAM 5

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &
MASS-FLOW=27000. <lb/hr>
MOLE-FRAC WATER 1. / LITHI-01 0. / BERYL-01 0. / &
URANI-01 0.

BLOCK HEATER HEATER

PARAM PRES=55. <psig> DUTY=30. <kW>

BLOCK STEAMGEN HEATER

PARAM PRES=100. <psig> DEGSUP=662. <F>

BLOCK PRIMARY HEATX

PARAM T-COLD=1100. <F> MIN-TAPP=1. <F>
FEEDS HOT=3 COLD=1
OUTLETS-HOT 4
OUTLETS-COLD 2

EO-CONV-OPTI

SENSITIVITY S-1

DEFINE SGDUTY BLOCK-VAR BLOCK=STEAMGEN VARIABLE=NET-DUTY &

SENTENCE=RESULTS

TABULATE 1 "SGDUTY"

VARY STREAM-VAR STREAM=5 SUBSTREAM=MIXED VARIABLE=MASS-FLOW

RANGE LOWER="8000" UPPER="10000" NPOINT="10"

STREAM-REPOR MOLEFLOW

PROPERTY-REP NOPARAM-PLUS

B.3 PWR Steam Production

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 09:50:17 Mon Dec 15, 2014

;Directory R:\WINDOWS\system\MQP\FIREHEATER Filename
C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\6\~ape6a5.txt

;

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &

'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &

/'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O /

LITHI-01 LIF /

BERYL-01 BEF2 /

URANI-01 UF4

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLOWSHEET

BLOCK PRIMARY IN=3 1 OUT=4 2

BLOCK STEAMGEN IN=5 OUT=6

BLOCK HEATER IN=4 OUT=9

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA REVIEW-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST DHVLB / PC / TC / VC / ZC

PVAL LITHI-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PVAL BERYL-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=1025. <F> PRES=47. <psig> &

VOLUME-FLOW=850. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.66 / BERYL-01 0.34 / &

URANI-01 0.

STREAM 3

SUBSTREAM MIXED TEMP=1225. <F> PRES=35. <psig> &

VOLUME-FLOW=1200. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.7 / BERYL-01 0.291 / &

URANI-01 0.009

STREAM 5

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &

MASS-FLOW=27000. <lb/hr>

MOLE-FRAC WATER 1. / LITHI-01 0. / BERYL-01 0. / &

URANI-01 0.

BLOCK HEATER HEATER

PARAM PRES=55. <psig> DUTY=30. <kW>

BLOCK STEAMGEN HEATER

PARAM PRES=100. <psig> VFRAC=1.

BLOCK PRIMARY HEATX

PARAM T-COLD=1100. <F> MIN-TAPP=1. <F>

FEEDS HOT=3 COLD=1

OUTLETS-HOT 4

OUTLETS-COLD 2

EO-CONV-OPTI

SENSITIVITY S-1

DEFINE SGDUTY BLOCK-VAR BLOCK=STEAMGEN VARIABLE=NET-DUTY &
SENTENCE=RESULTS

TABULATE 1 "SGDUTY"

VARY STREAM-VAR STREAM=5 SUBSTREAM=MIXED VARIABLE=MASS-FLOW
RANGE LOWER="12000" UPPER="18000" NPOINT="10"

STREAM-REPOR MOLEFLOW

PROPERTY-REP NOPARAM-PLUS

B.4 MSR Steam Production

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 10:07:22 Mon Dec 15, 2014

;Directory R:\WINDOWS\system\MQP\FIREHEATER
C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\6\~ap884b.txt

Filename

;

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &
INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &
'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &
/ 'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O /

LITHI-01 LIF /

BERYL-01 BEF2 /

URANI-01 UF4

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLWSHEET

BLOCK PRIMARY IN=3 1 OUT=4 2

BLOCK STEAMGEN IN=5 OUT=6

BLOCK HEATER IN=4 OUT=9

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA REVIEW-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST DHVLB / PC / TC / VC / ZC

PVAL LITHI-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PVAL BERYL-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=1025. <F> PRES=47. <psig> &

VOLUME-FLOW=850. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.66 / BERYL-01 0.34 / &

URANI-01 0.

STREAM 3

SUBSTREAM MIXED TEMP=1225. <F> PRES=35. <psig> &

VOLUME-FLOW=1200. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.7 / BERYL-01 0.291 / &

URANI-01 0.009

STREAM 5

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &

MASS-FLOW=27000. <lb/hr>

MOLE-FRAC WATER 1. / LITHI-01 0. / BERYL-01 0. / &

URANI-01 0.

BLOCK HEATER HEATER

PARAM PRES=55. <psig> DUTY=30. <kW>

BLOCK STEAMGEN HEATER

PARAM PRES=100. <psig> DEGSUP=662. <F>

BLOCK PRIMARY HEATX

PARAM T-COLD=1100. <F> MIN-TAPP=1. <F>

FEEDS HOT=3 COLD=1

OUTLETS-HOT 4

OUTLETS-COLD 2

EO-CONV-OPTI

SENSITIVITY S-1

DEFINE SGDUTY BLOCK-VAR BLOCK=STEAMGEN VARIABLE=DUTY &

SENTENCE=PARAM

TABULATE 1 "SGDUTY"

VARY STREAM-VAR STREAM=5 SUBSTREAM=MIXED VARIABLE=MASS-FLOW

RANGE LOWER="10000" UPPER="14000" NPOINT="10"

STREAM-REPOR MOLEFLOW

PROPERTY-REP NOPARAM-PLUS

APPENDIX C: Equipment design calculations

C.1 Primary Heat Exchanger

MSR Steam Generation Primary Heat Exchanger Design Characteristics

$\text{vol}_{c,\text{MSRE}} := 850$	$\frac{\text{Gal}}{\text{min}}$	
$V_{\text{ft}^3,\text{hr}} := 8.021$	$\frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$	
$\text{vol}_c := \text{vol}_{c,\text{MSRE}} \cdot V_{\text{ft}^3,\text{hr}} = 6.818 \times 10^3$	$\frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$	
$m_c := 9.916 \cdot 10^5$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	
$T_{\text{in},c} := 1025$	$^{\circ}\text{F}$	
$T_{\text{out},c} := 1100$	$^{\circ}\text{F}$	
$Q_{\text{fuel}} := 4.148 \cdot 10^7$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$	
$T_{\text{in},f} := 1225$	$^{\circ}\text{F}$	
$T_{\text{out},f} := 1175$	$^{\circ}\text{F}$	
$C_{p,f} := 0.47$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$	
$C_{p,c} := 0.53$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$	
$\rho_c := 120$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	
$\Delta T_{\text{lm}} := \frac{[(T_{\text{in},f} - T_{\text{out},c}) - (T_{\text{out},f} - T_{\text{in},c})]}{\ln\left(\frac{T_{\text{in},f} - T_{\text{out},c}}{T_{\text{out},f} - T_{\text{in},c}}\right)} \cdot 0.97 = 133.007$		$^{\circ}\text{F}$
$k_c := 3.5$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$	
$\mu_c := 24$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}}$	

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

MSRE Primary heat exchanger overall heat transfer coefficient

$$Q_r := 10 \quad \text{MW}$$

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{MW}}$$

$$Q_R := Q_r \cdot Q_{\text{BTU}} = 3.412 \times 10^7$$

$$N_{\text{MSRE}} := 159 \quad \text{tubes}$$

$$D_{o,\text{MSRE}} := \frac{0.5}{12} = 0.042 \quad \text{ft}$$

$$\frac{L}{\text{ft}} := 6 \quad \text{ft}$$

$$A_o := 2N_{\text{MSRE}} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{o,\text{MSRE}}$$

$$A_o = 249.757 \quad \text{ft}^2$$

$$U := \frac{Q_R}{A_o \cdot \Delta T_{\text{lm}}} = 1.027 \times 10^3 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Steam generation primary exchanger design

$$Q_{\text{fuel}} = 4.148 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$U = 1.027 \times 10^3 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = 133.007 \quad ^\circ\text{F}$$

$$A_p := \frac{Q_{\text{fuel}}}{U \cdot (\Delta T_{\text{lm}})} = 303.619 \quad \text{ft}^2$$

$$d_o := \frac{1}{12} = 0.083 \quad \text{ft}$$

Guess

$$L_{ww} = 10 \quad \text{ft}$$

$$N_{\text{design}} = 100 \quad \text{tubes}$$

Given

$$A_p = \pi \cdot d_o \cdot 2N_{\text{design}} \cdot L$$

$$\text{Find}(N_{\text{design}}) = 58$$

To get triangular pitch of 1.25", 2-Pass U-tube exchanger, the next closest shell would be 12" shell diameter, which can fit 66 tubes. Also, design heuristic recommends 10% area safety factor

$$N_{\text{steam,loop}} := 58 \quad \text{tubes}$$

$$A_{ww} := 1.1 \cdot A_p = 333.981$$

Given

$$A = \pi \cdot d_o \cdot 2N_{\text{steam,loop}} \cdot L$$

$$\text{Find}(L) = 11 \quad \text{ft}$$

hi for steam generation heat exchanger design

$$d_i = D_{o,\text{MSRE}} - t_p = 0.038$$

$$\text{Pr}_c = \frac{C_{p,c} \cdot \mu_c}{k_c} = 3.634$$

$$V_{\text{MSRE}} = \frac{\text{vol}_c}{\frac{\pi}{4} (D_{o,\text{MSRE}} - t_p)^2 \cdot N_{\text{MSRE}}}$$

$$V_{\text{MSRE}} = 3.748 \times 10^4$$

$$\text{Re}_c = \frac{\rho_c \cdot d_i \cdot V_{\text{MSRE}}}{\mu_c} = 7.152 \times 10^3$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_i} \cdot (0.023) \cdot \text{Re}_c^{0.8} \cdot \text{Pr}_c^{0.4} = 4.284 \times 10^3$$

C.2 Steam Generation Exchangers

$$\begin{array}{ll}
 m_w := 24865 & \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \\
 C_{pc} := 0.53 & \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \\
 C_{pw.80} := 0.998 & \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \\
 C_{pw.338} := 1.04 & \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \\
 C_{pw.338s} := 0.6 & \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \\
 C_{pw.1000} := 0.5 & \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}} \\
 \lambda_w := 881.04 & \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \\
 T_{c1} := 1100 & ^\circ\text{F} \\
 T_{c4} := 1025 & ^\circ\text{F} \\
 T_{w1} := 80 & ^\circ\text{F} \\
 T_{w2} := 337 & ^\circ\text{F} \\
 T_{w3} := 338 & ^\circ\text{F} \\
 T_{w5} := 1000 & ^\circ\text{F} \\
 Q_{cw} := m_w \lambda_w = 21907060 & \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\
 Q_{cc} := \frac{Q_{cw}}{0.95} = 2.306 \times 10^7 & \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\
 Q_{dw} := m_w C_{pw.80} (T_{w2} - T_{w1}) = 6377524 & \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\
 Q_{dc} := \frac{Q_{dw}}{0.95} = 6.713 \times 10^6 & \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}
 \end{array}$$

Guess

$m_c := 9.916 \cdot 10^5$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$Q_{ac} := 10000$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{aw} := 0.95 \cdot Q_{ac}$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{bw} := Q_{aw}$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{bc} := \frac{Q_{bw}}{0.95}$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$T_{c2} := 1070$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{c3} := 1040$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{w4} := 600$	$^{\circ}\text{F}$

Given

$$Q_{cc} = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c2} - T_{c3})$$

$$Q_{dc} = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c3} - T_{c4})$$

$$Q_{bw} = m_w \cdot C_{pw} \cdot 338s \cdot (T_{w4} - T_{w3})$$

$$Q_{ac} = 0.5m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c1} - T_{c2})$$

$$Q_{aw} = m_w \cdot C_{pw} \cdot 1000 \cdot (T_{w5} - T_{w4})$$

$$Q_{ac} = \frac{Q_{aw}}{0.95}$$

$$Q_{bc} = Q_{ac}$$

$$Q_{bw} = Q_{aw}$$

$$\text{Find}(m_c, T_{c2}, T_{c3}, T_{w4}, Q_{aw}, Q_{ac}, Q_{bw}, Q_{bc}) = \begin{pmatrix} 986775 \\ 1082 \\ 1038 \\ 639 \\ 4489263 \\ 4725540 \\ 4489263 \\ 4725540 \end{pmatrix}$$

$$\dot{m}_c := 986775$$

$$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$T_{c2} := 1082$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$T_{c3} := 1038$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$T_{w4} := 639$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$Q_{aw} := 4489263$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{ac} := 4725540$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{bw} := Q_{aw}$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{bc} := Q_{ac}$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$k_c := 3.5$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^{\circ}\text{F}}$$

$$\mu_c := 24$$

$$\frac{\text{lb}}{\text{ft}\cdot\text{hr}}$$

$$\text{Pr}_c := \frac{C_{pc} \cdot \mu_c}{k_c} = 3.634$$

$$\rho_c := 120$$

$$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

Exchanger A (first superheater) Design

$$\Delta T_{lm,a} := \frac{(T_{c1} - T_{w4}) - (T_{c2} - T_{w3})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{w4}}{T_{c2} - T_{w3}}\right)} \cdot 0.97 = 573.517$$

$$Q_{ac} = 4725540 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_a := \frac{Q_{ac}}{\Delta T_{lm,a}} = 2.114 \times 10^4 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_i := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$T_{s,a} := \frac{T_{w4} + T_{w3} + T_{c1} + T_{c2}}{4} = 789.75 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{bulk,a} := \frac{T_{w4} + T_{w3}}{2} = 489 \quad ^\circ\text{F}$$

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_p := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$g_{ft.sec^2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{ft.hr^2} := g_{ft.sec^2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

Water properties at 489 F

$$\rho_{w,489} := 0.207 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pw,489} := 0.513 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\beta_{w,489} := 0.00118 \quad \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

$$\mu_{w,489} := (1.23 \cdot 10^{-5}) \cdot 3600 = 0.044 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}}$$

$$\nu_{w,489} := \frac{\mu_{w,489}}{\rho_{w,489}} = 0.214 \quad \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

$$k_{w,489} := 0.0233 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Pr}_{w,489} := \frac{C_{pw,489} \cdot \mu_{w,489}}{k_{w,489}} = 0.975$$

$$\alpha_{w,489} := \frac{k_{w,489}}{\rho_{w,489} \cdot C_{pw,489}} = 0.219$$

$$d_{o,a} := \frac{0.75}{12} = 0.063 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,a} := d_{o,a} - t_p = 0.059 \quad \text{ft}$$

$$\text{Ra}_{D,a} := \frac{G_{\text{ft} \cdot \text{hr}} \cdot \beta_{w,489} \cdot (T_{s,a} - T_{\text{bulk},a}) \cdot d_{o,a}^3}{\nu_{w,489} \cdot \alpha_{w,489}}$$

$$\text{Ra}_{D,a} = 7.709 \times 10^5$$

$$h_{o,a} := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot \text{Ra}_{D,a}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \frac{0.559}{\frac{9}{\text{Pr}_{w,489}^{\frac{1}{4}}}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \cdot \frac{k_{w,489}}{d_{o,a}} = 5.509 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$x_a := \frac{1}{\text{UA}_a} = 4.73 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Guess

$$N_a := 50$$

$$L_a := 10$$

$$Re_{c,a} := 10000$$

$$A_{i,a} := 250$$

$$A_{o,a} := 275$$

Given

$$x_a = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,a}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,a}} + \frac{1}{h_{o,a} \cdot A_{o,a}}$$

$$A_{i,a} = \pi \cdot d_{i,a} \cdot L_a \cdot 2N_a$$

$$A_{o,a} = \pi \cdot d_{o,a} \cdot L_a \cdot 2N_a$$

$$A_{ave,a} := \frac{A_{i,a} + A_{o,a}}{2}$$

$$Re_{c,a} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,a} \left(\frac{0.5m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,a}^2 \cdot N_a} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,a}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,a}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,a} > 0$$

$$A_{o,a} > 0$$

$$14 > L_a > 0$$

$$\text{Find}(A_{i,a}, A_{o,a}, L_a, N_a, Re_{c,a}) = \begin{pmatrix} 187 \\ 198 \\ 14 \\ 36 \\ 12329 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,a} := 187 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,a} := 198 \quad \text{ft}^2$$

$$L_a := 14 \quad \text{ft}$$

$$N_a := 36 \quad \text{tubes}$$

For a heat exchanger needing 36 0.75" U-tubes (2 passes), the best shell size choice would be 8" in diameter at a triangular pitch of 1". Actual area should be ~10% larger than area required (as calculated above). This heuristic will be used to determine the appropriate straight section length.

*Only the straight sections of tubing are considered because of the less efficient heat transfer in the U-bend section.

$$A_{o,\text{actual},a} := 1.1 \cdot A_{o,a} = 217.8 \quad \text{ft}^2$$

$$L_{a,\text{actual}} := \frac{A_{o,\text{actual},a}}{\pi \cdot d_{o,a} \cdot N_a \cdot 2} = 15.4 \quad \text{ft}$$

Exchanger B (second superheater) Design

$$\Delta T_{\text{lm},b} := \frac{(T_{c1} - T_{w5}) - (T_{c2} - T_{w4})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{w5}}{T_{c2} - T_{w4}}\right)} = 230 \quad \text{°F}$$

$$Q_{bc} = 4725540 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_b := \frac{Q_{bc}}{\Delta T_{\text{lm},b}} = 2.051 \times 10^4 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{°F}}$$

$$h_{i,\text{actual}} := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$$

$$T_{s,b} := \frac{T_{w4} + T_{w5} + T_{c1} + T_{c2}}{4} = 955.25 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{bulk},b} := \frac{T_{w4} + T_{w5}}{2} = 820 \quad ^\circ\text{F}$$

$$t_{sp} := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_{sp} := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}}$$

$$g_{\text{ft},\text{sec}^2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{\text{ft},\text{hr}^2} := g_{\text{ft},\text{sec}^2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

Water properties at 820 F

$$\rho_{w,820} := 0.151 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pw,820} := 0.509 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^\circ\text{F}}$$

$$\beta_{w,820} := 0.000807 \quad \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

$$\mu_{w,820} := (1.75 \cdot 10^{-5}) \cdot 3600 = 0.063 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}\cdot\text{hr}}$$

$$\nu_{w,820} := \frac{\mu_{w,820}}{\rho_{w,820}} = 0.417 \quad \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

$$k_{w,820} := 0.0346 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}}$$

$$Pr_{w,820} := \frac{C_{pw,820} \cdot \mu_{w,820}}{k_{w,820}} = 0.927$$

$$\alpha_{w,820} := \frac{k_{w,820}}{\rho_{w,820} \cdot C_{pw,820}} = 0.45$$

$$d_{o,b} := \frac{0.75}{12} = 0.063 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,b} := d_{o,b} - t_p = 0.059 \quad \text{ft}$$

$$Ra_{D,b} := \frac{G_{ft} \cdot \text{hr}^2 \cdot \beta_{w,820} \cdot (T_{s,b} - T_{bulk,b}) \cdot d_{o,b}^3}{\nu_{w,820} \cdot \alpha_{w,820}}$$

$$Ra_{D,b} = 5.937 \times 10^4$$

$$h_{o,b} := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_{D,b}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \frac{0.559}{\left(\frac{9}{16} \right)^{\frac{8}{27}} \right)} \right]^2 \cdot \frac{k_{w,820}}{d_{o,b}} = 4.064 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$x_b := \frac{1}{UA_b} = 4.877 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Guess

$$N_b := 100$$

$$L_b := 10$$

$$Re_{c,b} := 5000$$

$$A_{i,b} := 100$$

$$A_{o,b} := 125$$

Given

$$A_{i,b} = \pi \cdot d_{i,b} \cdot L_b \cdot 4 \cdot N_b$$

$$A_{o,b} = \pi \cdot d_{o,b} \cdot L_b \cdot 4 \cdot N_b$$

$$A_{ave,b} := \frac{A_{i,b} + A_{o,b}}{2}$$

$$x_b = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,b}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,b}} + \frac{1}{h_{o,b} \cdot A_{o,b}}$$

$$Re_{c,b} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,b} \left(\frac{0.5 m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,b}^2 \cdot N_b} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,b}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,b}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,b} > 0$$

$$A_{o,b} > 0$$

$$10 > L_b > 0$$

$$\text{Find}(A_{i,b}, A_{o,b}, L_b, N_b, Re_{c,b}) = \begin{pmatrix} 267 \\ 283 \\ 10 \\ 36 \\ 12329 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,b} := 267 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,b} := 283 \quad \text{ft}^2$$

$$L_b := 10 \quad \text{ft}$$

$$N_b := 36 \quad \text{tubes}$$

For the secondary superheater, the exchanger will contain four passes instead of two. For an exchanger to have 36 four pass 0.75" tubes, the shell diameter chosen should be 8" at a triangular pitch of 17/18. Actual area should be ~10% larger than area required (as calculated above). This heuristic will be used to determine the appropriate straight section length.

*Only the straight sections of tubing are considered because of the less efficient heat transfer in the U-bend section.

$$A_{o,\text{actual},b} := 1.1 \cdot A_{o,b} = 311.3 \quad \text{ft}^2$$

$$L_{\text{tbl}} := \frac{A_{o,\text{actual},b}}{\pi \cdot d_{o,b} \cdot N_b \cdot 4} = 11 \quad \text{ft}$$

Exchanger C (Evaporator) Sizing Calculations

$$\Delta T_{\text{lm},c} := \frac{(T_{c2} - T_{w3}) - (T_{c3} - T_{w2})}{\ln\left(\frac{T_{c2} - T_{w3}}{T_{c3} - T_{w2}}\right)} = 722 \quad ^\circ\text{F}$$

$$Q_{cc} = 23060063 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_c := \frac{Q_{cc}}{\Delta T_{\text{lm},c}} = 3.193 \times 10^4 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_{i,c} := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_{o,c} := 360 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_p := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$g_{\text{ft},\text{sec}^2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{\text{ft},\text{hr}^2} := g_{\text{ft},\text{sec}^2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

$$x_c := \frac{1}{UA_c} = 3.132 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

$$d_{o,c} := \frac{0.75}{12} = 0.063 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,c} := d_{o,c} - t_p = 0.059 \quad \text{ft}$$

Guess

$$N_c := 100$$

$$L_c := 10$$

$$Re_{c,c} := 5000$$

$$A_{i,c} := 100$$

$$A_{o,c} := 125$$

Given

$$A_{i,c} = \pi \cdot d_{i,c} \cdot L_c \cdot 2 \cdot N_c$$

$$A_{o,c} = \pi \cdot d_{o,c} \cdot L_c \cdot 2 \cdot N_c$$

$$A_{ave,c} := \frac{A_{i,c} + A_{o,c}}{2}$$

$$x_c = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,c}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,c}} + \frac{1}{h_{o,c} \cdot A_{o,c}}$$

$$Re_{c,c} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,c} \left(\frac{0.5m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,c}^2 \cdot N_c} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,c}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,c}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,c} > 0$$

$$A_{o,c} > 0$$

$$16 > L_c > 10$$

$$\text{Find}(A_{i,c}, A_{o,c}, L_c, N_c, Re_{c,c}) = \begin{pmatrix} 133 \\ 141 \\ 10 \\ 36 \\ 12329 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,c} := 133 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,c} := 141 \quad \text{ft}^2$$

$$L_c := 10 \quad \text{ft}$$

$$N_c := 36$$

The ideal shell size to hold 36 two pass U-tubes with diameter 0.75" and pitch of 1" would be an 8" shell.

$$A_{o,\text{actual},c} := 1.1 \cdot A_{o,c} = 155.1 \quad \text{ft}^2$$

$$L_{w,c} := \frac{A_{o,\text{actual},c}}{\pi \cdot d_{o,c} \cdot N_c \cdot 2} = 11 \quad \text{ft}$$

Exchanger D (economizer) Design

$$\Delta T_{\text{lm},d} := \frac{(T_{c3} - T_{w1}) - (T_{c4} - T_{w2})}{\ln\left(\frac{T_{c3} - T_{w1}}{T_{c4} - T_{w2}}\right)} \cdot 0.97 = 791.098 \quad \text{°F}$$

$$Q_{dc} = 6713184 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_d := \frac{Q_{dc}}{\Delta T_{\text{lm},d}} = 8.486 \times 10^3 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{°F}}$$

$$h_i := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$$

$$T_{s,d} := \frac{T_{w1} + T_{w2} + T_{c3} + T_{c4}}{4} = 620 \quad \text{°F}$$

$$T_{\text{bulk},d} := \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = 209 \quad \text{°F}$$

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_{pw} := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$g_{\text{ft} \cdot \text{sec}^2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{\text{ft} \cdot \text{hr}^2} := g_{\text{ft} \cdot \text{sec}^2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

Water properties at 209 F

$$\rho_{w,209} := 59.9 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pw,209} := 1.01 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\beta_{w,209} := 0.000411 \quad \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

$$\mu_{w,209} := 0.000193 \cdot 3600 = 0.695 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}}$$

$$\nu_{w,209} := \frac{\mu_{w,209}}{\rho_{w,209}} = 0.012 \quad \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

$$k_{w,209} := 0.392 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$Pr_{w,209} := \frac{C_{pw,209} \cdot \mu_{w,209}}{k_{w,209}} = 1.79$$

$$\alpha_{w,209} := \frac{k_{w,209}}{\rho_{w,209} \cdot C_{pw,209}} = 6.479 \times 10^{-3}$$

$$d_{o,d} := \frac{1.25}{12} = 0.104 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,d} := d_{o,d} - t_p = 0.101 \quad \text{ft}$$

$$Ra_{D,d} := \frac{G_{ft,hr} \cdot \beta_{w,209} \cdot (T_{s,d} - T_{bulk,d}) \cdot d_{o,d}^3}{\nu_{w,209} \cdot \alpha_{w,209}}$$

$$Ra_{D,d} = 1.06 \times 10^9$$

$$h_{o,d} := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_{D,d}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \frac{0.559}{Pr_{w,209}^{\frac{9}{16}}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \cdot \frac{k_{w,209}}{d_{o,d}} = 522.113 \quad \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

$$x_d := \frac{1}{UA_d} = 1.178 \times 10^{-4} \quad \frac{hr \cdot ^\circ F}{BTU}$$

Guess

$$N_d := 50$$

$$L_d := 10$$

$$Re_{c,d} := 10000$$

$$A_{i,d} := 250$$

$$A_{o,d} := 275$$

Given

$$A_{i,d} = \pi \cdot d_{i,d} \cdot L_d \cdot 2 \cdot N_d$$

$$A_{o,d} = \pi \cdot d_{o,d} \cdot L_d \cdot 2 \cdot N_d$$

$$A_{ave,d} := \frac{A_{i,d} + A_{o,d}}{2}$$

$$x_d = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,d}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,d}} + \frac{1}{h_{o,d} \cdot A_{o,d}}$$

$$Re_{c,d} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,d} \left(\frac{m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,d}^2 \cdot N_d} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,d}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,d}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,d} > 0$$

$$A_{o,d} > 0$$

$$16 > L_d > 10$$

$$\text{Find}(A_{i,d}, A_{o,d}, L_d, N_d, Re_{c,d}) = \begin{pmatrix} 137 \\ 142 \\ 10 \\ 22 \\ 24042 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,d} := 137 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,d} := 142 \quad \text{ft}^2$$

$$L_d := 10 \quad \text{ft}$$

$$N_d := 22 \quad \text{tubes}$$

For a heat exchanger with 22 1.25" U-tubes (2 passes), the best shell size choice would be 10" in diameter at a triangular pitch of 1 5/8". Actual area should be ~10% larger than area required (as calculated above). This heuristic will be used to determine the appropriate straight section length.

*Only the straight sections of tubing are considered because of the less efficient heat transfer in the U-bend section.

$$A_{o,\text{actual},d} := 1.1 \cdot A_{o,d} = 156.2 \quad \text{ft}^2$$

$$L_d := \frac{A_{o,\text{actual},d}}{\pi \cdot d_{o,d} \cdot N_d \cdot 2} = 10.8 \quad \text{ft}$$

APPENDIX D: Heat exchanger shell diameter charts

From (Starr, 2014)

NUMBER OF TUBES IN SHELL

½" O.D. Tubes on 1¼" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	33	30	24	31	24	16	24	20	16
6"	35	48	48	42	40	36	38	36	38
8"	56	99	80	68	82	72	85	76	68
10"	159	150	140	151	138	124	131	120	116
12"	241	236	228	232	206	180	212	186	180
14"	297	290	280	283	242	224	268	234	236
16"	392	384	364	345	330	304	361	346	328
18"	514	498	476	448	432	408	475	458	436
20"	642	622	596	574	538	504	592	570	548
22"	808	776	736	692	672	636	738	716	688
24"	942	922	884	824	812	776	840	828	804
26"	1304	1248	1220	1148	1120	1084	1196	1188	1132
32"	1742	1696	1656	1556	1516	1484	1620	1600	1540
36"	2226	2184	2132	2024	1996	1940	2168	2054	2012

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

EXTRAPOLATE TO LARGER DIAMETERS IF NEEDED

¾" O.D. Tubes on 1¼" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	22	20	16	19	18	12	19	14	12
6"	37	23	28	31	26	24	31	26	16
8"	68	66	56	61	62	48	56	52	44
10"	110	106	96	104	90	84	96	90	76
12"	170	164	150	151	142	128	151	138	128
14"	212	196	188	178	172	156	187	184	160
16"	263	270	252	241	232	220	258	242	224
18"	364	348	332	316	298	292	336	326	304
20"	454	440	420	396	388	352	406	412	392
22"	562	551	532	490	431	456	526	502	480
24"	668	646	612	588	576	548	608	598	56
26"	922	902	868	812	804	761	808	836	80
32"	1230	1212	1172	1106	1092	1040	1152	1124	1088
36"	1590	1560	1516	1428	1420	1336	1454	1368	1424

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

Does not include Shell Head Extension Distance

½" O.D. Tubes on ¾" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	22	18	16	19	14	12	14	14	12
6"	31	30	24	26	26	16	23	20	16
8"	61	42	48	55	48	44	51	48	40
10"	96	94	76	88	82	76	85	76	72
12"	131	138	132	130	124	112	130	120	112
14"	187	176	168	151	148	132	163	152	144
16"	241	232	224	206	196	184	216	214	196
18"	313	302	292	268	270	252	288	282	264
20"	396	384	352	336	334	312	358	350	340
22"	482	472	456	418	416	396	450	436	416
24"	568	554	536	506	492	472	526	506	484
26"	792	780	752	700	700	660	724	720	696
32"	1042	1030	1008	946	930	896	994	978	948
36"	1356	1346	1304	1234	1220	1188	1288	1252	1220

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

¾" O.D. Tubes on ¾" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	21	16	16	13	12	12	12	12	12
6"	26	26	24	22	22	16	21	16	16
8"	49	52	52	45	44	44	45	38	32
10"	84	82	82	74	76	76	74	70	68
12"	128	124	120	109	112	112	109	112	112
14"	158	168	148	137	138	120	138	140	128
16"	213	208	208	177	176	164	188	184	174
18"	277	266	264	241	236	230	246	248	240
20"	344	332	336	293	284	284	310	308	304
22"	420	404	404	366	360	360	394	388	384
24"	502	478	488	436	432	432	456	448	440
26"	694	668	684	612	608	608	640	636	624
32"	922	904	908	828	812	812	862	848	840
36"	1174	1160	1164	1070	1066	1048	1122	1112	1100

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

¾" O.D. Tubes on 1¼" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	19	14	12	14	14	8	10	10	4
6"	21	26	16	22	18	18	19	18	12
8"	35	48	40	42	40	36	42	40	32
10"	85	76	72	74	72	60	73	66	60
12"	126	110	112	109	106	96	109	106	92
14"	151	146	140	130	124	112	140	138	124
16"	206	196	180	174	168	156	187	184	168
18"	268	266	240	241	238	216	253	242	224
20"	340	330	320	280	282	264	320	294	290
22"	414	408	392	364	348	328	400	380	352
24"	486	484	456	428	420	400	454	436	416
26"	684	656	640	608	588	572	642	622	604
32"	910	902	860	824	808	772	860	842	812
36"	1176	1152	1120	1056	1044	1012	1112	1104	1068

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

¾" O.D. Tubes on 1¼" Triangular Pitch H

Shell Size	Inside Flat & 1st Apex Horizontal		
	1-P	2-P	4-P
5"	4		
6"	16		
8"	38		
10"	61		
12"	102		
14"	124		
16"	178		
18"	232		
20"	294		
22"	368		
24"	424		
26"	418		
32"	830		
36"	1070		

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

3/4" O.D. Tubes on 1" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	14	14	12	10	10	8	10	10	8
6"	22	20	16	19	18	16	19	18	12
8"	42	44	36	39	36	32	37	32	28
10"	73	72	64	64	66	60	61	60	58
12"	109	86	76	96	91	84	96	91	80
14"	139	124	124	121	110	100	121	110	101
16"	187	160	160	151	146	140	163	161	161
18"	241	232	220	204	196	188	212	211	196
20"	296	290	280	258	242	232	268	254	260
22"	370	351	311	320	316	306	336	318	324
24"	434	420	404	380	372	364	396	396	376
28"	604	599	568	530	526	508	538	531	536
32"	808	801	772	724	696	680	756	711	716
36"	1030	1026	1000	946	922	904	980	978	944

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

3/4" O.D. Tubes on 1" Triangular Pitch H

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"									
6"									
8"									
10"									
12"									
14"									
16"									
18"									
20"									
22"									
24"									
28"									
32"									
36"									

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

Distances from Bundle Flow Direction to Tube

3/4" O.D. Tubes on 1" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	12	12	12	9	12	4	9	8	4
6"	21	16	16	16	16	12	16	16	12
8"	38	38	32	37	32	32	30	32	32
10"	61	58	52	57	56	52	56	52	52
12"	97	90	84	89	82	76	89	82	80
14"	117	116	112	97	94	88	104	104	96
16"	158	158	148	137	128	120	145	140	140
18"	200	200	188	177	176	164	188	184	180
20"	251	256	254	234	216	208	238	236	232
22"	316	316	308	274	276	268	304	292	284
24"	370	372	368	304	332	316	341	332	332
28"	522	524	500	464	456	448	484	472	468
32"	698	692	688	620	620	612	650	648	640
36"	894	892	880	816	812	804	840	832	824

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1" O.D. Tubes on 1 1/2" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	8	6	4	7	6	4	7	6	4
6"	13	14	12	10	10	8	10	10	8
8"	31	26	24	22	22	16	22	20	16
10"	42	44	36	38	40	36	38	36	30
12"	64	66	56	61	62	48	56	52	48
14"	85	82	72	70	68	64	71	72	68
16"	110	110	100	96	91	80	109	98	92
18"	151	146	136	130	124	116	138	132	126
20"	187	180	172	163	150	144	170	160	160
22"	230	228	216	202	192	180	212	200	196
24"	266	270	252	238	232	212	238	236	232
28"	380	368	352	336	334	308	346	344	334
32"	506	494	480	450	448	432	472	468	440
36"	646	642	624	596	582	572	612	610	584

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1" O.D. Tubes on 1 1/4" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	9	6	4	6	6	4	6	6	4
6"	12	12	12	9	8	8	9	6	4
8"	22	24	16	21	16	16	21	16	16
10"	38	38	30	35	34	32	37	32	32
12"	61	56	52	48	52	52	49	52	52
14"	74	74	68	61	60	52	69	60	60
16"	97	94	88	80	82	80	89	88	81
18"	128	124	120	100	112	112	116	112	112
20"	158	160	156	130	136	132	150	138	148
22"	196	196	192	177	168	164	188	180	180
24"	234	232	224	213	208	208	216	208	208
28"	324	321	316	336	280	280	308	300	300
32"	440	436	432	394	392	392	410	400	392
36"	562	556	552	510	508	508	534	536	532

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1 1/4" O.D. Tubes on 1 1/2" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	7	4	4	5	4	4	4	4	4
6"	8	6	4	8	6	4	7	6	4
8"	19	18	12	15	14	12	14	14	12
10"	31	30	24	31	26	24	34	24	20
12"	43	44	40	38	40	36	38	40	32
14"	56	52	48	40	48	40	53	48	44
16"	76	76	68	64	66	60	68	68	60
18"	97	98	92	88	82	76	92	86	80
20"	126	118	112	108	106	100	115	110	104
22"	154	150	140	136	134	124	144	142	128
24"	186	184	172	162	152	144	170	164	156
28"	242	236	240	230	224	216	238	232	220
32"	314	316	336	308	304	288	324	318	304
36"	450	392	420	404	404	388	418	412	400

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1 1/2" O.D. Tubes on 1 1/2" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	7	4	4	4	4	4	4	4	4
6"	8	5	4	7	6	4	7	4	4
8"	14	14	12	11	14	12	13	13	12
10"	24	26	20	22	22	16	22	20	16
12"	38	40	36	31	30	28	33	30	28
14"	48	48	44	42	40	36	42	41	36
16"	64	66	60	53	52	48	56	52	48
18"	82	82	78	74	72	68	81	78	72
20"	106	106	100	92	86	80	96	94	92
22"	130	134	124	114	110	104	126	119	112
24"	152	150	144	138	131	128	144	142	136
26"	220	220	212	198	192	180	216	209	188
32"	292	290	280	268	262	252	276	274	264
36"	380	372	352	348	346	324	384	381	360

*1-P = 1 Pass. 2-P = 2 Pass. 4-P = 4 Pass.

1 1/2" O.D. Tubes on 1 1/4" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	5	4	4	4	4	4	4	4	4
6"	6	6	4	6	4	4	6	6	4
8"	16	12	12	12	12	12	12	12	12
10"	22	24	24	22	16	16	21	16	16
12"	37	34	32	30	32	32	30	32	32
14"	45	44	41	38	38	32	40	38	32
16"	61	60	60	58	52	52	57	56	52
18"	75	75	76	70	68	68	71	74	68
20"	100	96	96	82	88	80	94	88	88
22"	128	120	120	104	112	112	116	112	112
24"	150	148	148	130	130	124	134	128	128
26"	204	208	208	181	180	176	192	188	188
32"	274	276	276	246	248	248	262	256	256
36"	355	350	348	324	316	316	340	332	332

*1-P = 1 Pass. 2-P = 2 Pass. 4-P = 4 Pass.

Dawson Iron Works
New England Division

Reactor de sales fundidas (MSR) para la producción de vapor en Worcester Polytechnic Institute (WPI)

Un reporte para el Major Qualifying Project
Entregada a la facultad de Worcester Polytechnic Institute
En realización parcial de los requisitos para
El título de bachillerato en Ciencia

Presentado por:

Alexandra Hardin

Presentado a:

Departamento de Ingeniería Química y
Departamento de Humanidades y Artes, WPI, Worcester, MA

Presentado el

11 de marzo del 2015

Asesores del proyecto:

Peter Miraglia

Robert W. Thompson

Ángel Rivera

Desde este punto, los trabajos son una traducción del trabajo original de “Molten Salt Reactor for WPI Steam Generation” [Reactor de sales fundidas (MSR) para la producción de vapor en Worcester Polytechnic Institute (WPI)], el proyecto de MQP, que se puede encontrar en el link:

<https://www.wpi.edu/Pubs/E-project/Available/E-project-122214-085446/>

Cada traducción ha sido realizada por Alexandra Hardin.

REFLEXIÓN

En parte de la realización de un requisito para el título de Bachillerato en Ciencia, hice un Major Qualifying Project (MQP) en dos áreas: Ingeniería Química y las Humanidades y Artes. Para realizar el requisito de Ingeniería Química, completé el proyecto, “Reactor de sales fundidas (MSR) para la producción de vapor en Worcester Polytechnic Institute (WPI)” [Molten Salt Reactor (MSR) for WPI Steam Generation]. Para realizar el requisito de las Humanidades y Artes, con un enfoque en español y estudios hispánicos, traduje el proyecto. Lo que sigue es una reflexión del proceso de traducir: las dificultades, retos y cosas que aprendí. Después, se puede encontrar el trabajo de traducción.

Para empezar, es importante considerar dos cosas que hace más fácil el proceso de traducción para mí, como se indican en *Scientific and Technical Translation*. Primero, Herman menciona que “un excelente traductor técnico también es un excelente escritor técnico” [“an excellent technical translator is an excellent technical writer”] (Wright, 13). Gracias a mi experiencia y conocimiento en el ámbito técnico, fue más fácil traducir el trabajo técnico. La escritura técnica tiene muchas reglas, y es importante entenderlas en el proceso de traducción. Además, Herman menciona que es necesario tener “una cantidad considerable de conocimiento detallado sobre el tema del texto original” [considerable detailed knowledge, about the subject of the document to be translated] para producir una traducción efectiva (Wright, 18). En este caso, traduje mi propio trabajo. Por supuesto, he leído el proyecto muchas veces, y estoy muy familiarizado con el tema y los detalles técnicos. Por eso, eliminé el primer paso en el proceso de traducción: leer y familiarizarse con el trabajo original.

Aunque los primeros pasos en el proceso de traducción estuvieron a favor de mí, fueron muchos retos en el resto del proceso. Primero, un problema típico en traducción es la falta de una traducción exacta. Muchas veces, existe una palabra en un idioma que no existe en el otro idioma, pero existen palabras más específicas o más generalizadas. Por ejemplo, mi proyecto trata de la producción de energía. El concepto de energía en inglés es diferente que el en español. En inglés, existe la palabra “power”, que describe la conversión de energía a corriente eléctrica. La traducción directa de “power” es “poder”, pero en el sentido de fuerza física o control. Energía es una palabra general, y para explicar el mismo concepto de “power”, es necesario añadir más descripción: energía eléctrica. En traducir, es necesario entender el significado de las palabras en los dos idiomas para mantener el mismo significado en la traducción. También es posible que una palabra no existe porque no tiene aplicación en el otro idioma. El reactor de sales fundidas es una tecnología nueva en los países más avanzados. Por eso, fue difícil encontrar términos correctos para describir algo técnico en español. Por ejemplo, tuve dificultades en determinar una traducción para “inner/outer film heat transfer coefficient”. Usé *Linguee.com*, un sitio de web que muestra traducciones completadas para encontrar una traducción adecuada para una palabra, frase o términos. Pero el sitio no tiene una traducción para “inner/outer film heat transfer coefficient”. Por eso, usé el conocimiento del idioma y el contexto del término para traducirlo: el coeficiente térmico de la capa interna/externa.

En *Scientific and Technical Translation*, Herman también menciona que “ninguna traducción que tiene la intención de funcionar en si misma puede ser completamente literal, tampoco una traducción de un texto técnico” [no translation meant to stand on its own, even one of a technical document, can be literal in the word-for-word sense] (Wright, 13). Es imposible mantener el

mismo significado sin cambiar partes del texto original. En el caso de la cita mencionada en el principio de este párrafo, por ejemplo, la frase en inglés incluye muchos clichés, que no se puede traducir directamente porque sonaría mal en español. Muchas veces en traducir este trabajo, cambié el orden de frases, formas de verbos, o vocabulario para crear un significado más cerca del texto original. Por ejemplo, es raro usar gerundios en español, pero es mucho más común en inglés. Por eso, donde se puede cambiar el gerundio al infinitivo u otra forma, lo hice. También, en cambiar el gerundio, fue necesario cambiar el orden de la frase entera. Casos como esto, son difíciles porque requieren conocimiento muy bueno del otro idioma. Es necesario “sentir” cuando una frase es incorrecta. Es necesario saber aspectos culturales o conversacionales y tener mucha práctica con el idioma.

Finalmente, una parte importante de traducir un trabajo técnico es su aplicación en el mundo del otro idioma. Obviamente, cada traducción tiene un propósito. En otras palabras, siempre existe una razón por la producción de la traducción. A causa de mis experiencias y estudios en ingeniería y español, creo que la habilidad de traducir o comunicar en otro idioma es importante, especialmente en el ámbito de ingeniería. En *Teaching Translation from Spanish to English* Lonsdale menciona que “sin traductores, los ambientales de comercio, relaciones internacionales, política, derecho, y arte serían limitados severamente” [without translators, commerce, trade, international relations, politics, law, science, and art would be severely limited” (Lonsdale, 3). Pienso que los problemas ingenieros afectan todos estos aspectos de la sociedad. Ingenieros tienen la habilidad de afectar comercio, política, relaciones internacionales, derecho y arte. Por eso, traducción en sujetos técnicos pueden tener un impacto mucho más alto.

En conclusión, esta traducción me ha enseñado mucho sobre el proceso de traducción. He ganado más experiencia en traducir, especialmente en textos técnicos. Espero que aplique esta experiencia en mi carrera de ingeniería, y a causa de esta experiencia, el proceso de traducción se hace más fácil en el futuro para mí.

Referencias

Herman, Mark (1993). *Technical Translation Style: Clarity, Concision, Correctness. Scientific and Technical Translation*. In E. Wright, Sue E.; Wright, Leland D. Retrieved from: ProQuest

Lonsdale, Allison B (1996). *The Importance of Translation. Teaching Translation from Spanish to English: Worlds beyond Words*. Retrieved from: <https://books.google.com/books>

RESUMEN

El aumento en la demanda de energía y reducción de recursos como el carbón, gas natural y petróleo han estimulado innovaciones en la industria de energía. Científicos e investigadores han reexaminado tecnologías viejas para resolver este problema. En los 1960s y 70s, Oak Ridge National Laboratory (ORNL), en Tennessee, estudió los reactores de sales fundidas (MSR), pero terminó las investigaciones de esta tecnología nuclear a causa de dificultades financieras y tecnológicas. Nuestro proyecto (Major Qualifying Project) usó el diseño de Oak Ridge para diseñar un sistema de producción de vapor para Worcester Polytechnic Institute. Este proyecto diseñó un sistema que incluye un intercambiador primario de calor y un generador de vapor, usando el diseño del reactor de ORNL. El diseño también consideró las necesidades para la producción de vapor de WPI, y las propiedades físicas, químicas y térmicas de los materiales especiales que usa un MSR. Este proyecto servirá como un punto de partida para la producción de vapor más limpia y más eficiente en WPI; también es una guía paso a paso para el proceso de diseño.

RECONOCIMIENTOS

Nuestro equipo quiere dar las gracias a los siguientes departamentos y personas por su apoyo y contribución a nuestro proyecto:

- Robert W. Thompson
- Peter Miraglia
- Ángel Rivera
- Bill Grudzinski
- Germano Iannacchione
- Stephen Kmiotek
- Thomas Starr

RESUMEN EJECUTIVO

Metas, objetivos, y métodos

La meta principal de este proyecto fue diseñar un sistema de producción de vapor para las necesidades de Worcester Polytechnic Institute, usando el diseño del MSRE de Oak Ridge National Laboratory como una fuente de calor. La metodología y los resultados de este proyecto servirán como un punto de partida para el proceso de diseñar un sistema de producción de vapores con un MSR en WPI. Este sistema sería más eficiente desde el punto de vista térmico, más ecológico, y también es posible que beneficiaría los programas educacionales en WPI. Para diseñar el sistema, se tomaron las medidas prácticas que siguen:

6. Determinar las necesidades de calefacción con la información sobre la producción actual de vapor.
7. Desarrollar y evaluar el circuito de producción de vapor que usa el diseño de Oak Ridge National Laboratory Experimento del Reactor de Sal Fundida.
8. Evaluar el circuito de producción de vapor y determinar el potencial de producir vapor con Aspen Plus software de simulación.
9. Hacer calculaciones de transferencia de calor para comparar la producción de vapor de un reactor de sales fundidas con un reactor de agua a presión.
10. Diseñar la red de intercambiadores de calor para la calefacción de campus. El diseño debe considerar los requisitos especiales para un sistema que usa sales fundidas.

Paso 1:

Se usó la descripción de la producción actual de vapor en WPI para calcular el contenido energético del vapor para determinar las necesidades de calefacción en el campus.

Paso 2:

Se usó el diseño del MSRE del ORNL para desarrollar y evaluar un circuito de producción de vapor. El diseño original de MSRE usó un radiador para disipar la calefacción, pero la primera etapa para este proyecto fue diseñar un sistema entero que usa el calor del reactor para producir vapor.

Paso 3:

Después de la evaluación del sistema de producción de vapor, se usaron datos específicos del MSRE y Aspen Plus software de simulación para verificar la producción de vapor del MSRE.

Paso 4:

Se usó cálculo del balance térmico para evaluar la producción de vapor de un sistema que usa un reactor de agua a presión y un sistema que usa un reactor de sales fundidas para mostrar algunas ventajas de un MSR.

Paso 5:

Después de determinar las propiedades térmicas del circuito de producción de vapor, se diseñó la red de intercambiadores de calor. El diseño consideró la carga térmica de cada parte y los materiales adecuados para las propiedades químicas, físicas, y térmicas que son especiales para sal fundida.

Antecedentes

El siglo veintiuno ha presentado una serie de nuevos problemas a científicos e investigadores. El problema del aumento en la demanda de energía a nivel mundial junto con la reducción de las fuentes de recursos representa un asunto apremiante para los innovadores. Además, los recursos más usados como el carbón, gas natural y petróleo presentan problemas medioambientales. El reto del siglo veintiuno es el de encontrar energía limpia, barata y duradera. Hay muchas tecnologías nuevas como pilas de combustibles con hidrógeno y biocombustibles, pero una tecnología más vieja, energía nuclear, puede ser una opción más prometedora.

Enrico Fermi creó energía usando fisión nuclear por primera vez en 1942 (Wood, 2007). Este descubrimiento inició un interés mundial en la tecnología nuclear, y muchos países empezaron a usarla con ventaja en la Segunda Guerra Mundial. La energía nuclear se hizo popular en las fuerzas armadas no solo por su uso como arma, sino también para la alimentación de submarinos y aviones.

Los reactores de agua a presión (PWR) fueron creados a causa de las investigaciones en la energía nuclear en las fuerzas armadas. Esta tecnología alimentó submarinos por un largo periodo de tiempo sin la necesidad de reabastecerse. Después del éxito de los PWRs en submarinos, La Shippingport Atomic Power Station abrió una planta de energía nuclear en 1957 para la producción comercial de energía (Kok, 2009). Las investigaciones en la energía nuclear continuaron y los reactores de agua en ebullición (BWRs) fueron desarrollados. En los 1950s, las investigaciones de energía nuclear cambiaron de un enfoque militar al de un enfoque en la energía civil y se produjo una nueva investigación sobre un tipo de reactor nuevo que usó sal fundida (Wood, 2007). El Experimento del Reactor de Sal Fundida (MSRE) empezó en Oak Ridge National Laboratory, en Tennessee, en 1961.

Esta tecnología nueva tenía todas las ventajas de la energía nuclear, pero además, presentó mejoras en la eficiencia del uso de combustibles, estabilidad, y seguridad (Robertson, 1965). MSR son diferentes de PWRs y BWRs porque el combustible nuclear sale del reactor y fluye por el sistema. Esto permite transferencia directa de calor. En PWRs y BWRs, el agua fluye por el reactor y transfiere calor desde el reactor a otro circuito. Los MSR pueden reducir los costos porque no requieren un diseño complicado de barras de combustible en el núcleo del reactor. Además, no requieren un procedimiento de apagado tan complicado como los de PWRs y BWRs (Shultis & Faw, 2002).

Las ventajas más impresionantes de MSR son las ventajas de seguridad. Aunque el material nuclear fluye afuera del reactor, se puede separar del circuito de la producción de calor con la incorporación de un circuito intermedio con refrigerante de sal. Además de esto, el sistema no opera en las presiones tan altas como PWRs y BWRs. El MSRE se terminó en 1969 por razones económicas, pero los resultados del experimento probaron que MSR fueron una tecnología prometedora. Aunque hoy en día no existe ninguna MSR funcionando, se está considerando para los reactores de la cuarta generación (Generation IV International Forum, 2013).

A causa de los beneficios que presenta un MSR, nuestro proyecto se aplicó el diseño de ORNL para crear un sistema de producción de vapor para proporcionar vapor al campus de WPI. Este proyecto se enfoca en las propiedades térmicas y la transferencia de calor en el sistema para mostrar que

un MSR es mejor que el sistema actual de producción de vapor en WPI y también mejor que otras tecnologías nucleares.

Resultados

Se constató que el diseño del MSRE no puede proveer las necesidades de calefacción para el campus completamente. Se requeriría un MSR con una emisión térmica del reactor de 12.16 megavatios (MW). Un sistema con un reactor de agua a presión requeriría una emisión térmica de 12.55 MW para producir la misma calefacción. También se constató que el combustible del MSR tiene un requerimiento específico de potencia de 44 kW/kg uranio, más alta que el combustible del PWR, 33 kilovatios por kilogramo (kW/kg) uranio. Finalmente, se determinó que la red de intercambiadores de calor requiere cuatro intercambiadores de calor con un economizador, un evaporador y dos sobrecalentadores. Se comparó el diseño entero con información conocida sobre calderas industriales, y se concluyó que la red requeriría 13.41 metros cuadrados (m²), pero se valoró que el sistema actual en WPI requiere 78.03 metros cuadrados.

Conclusión y recomendaciones

Para concluir, las investigaciones de este proyecto mostraron que se debe considerar como una ventaja la posibilidad de traer un reactor de sales fundidas en al campus de WPI. Esta modernización presenta muchas ventajas y podría tener una parte importante en la tradición de WPI por su liderazgo en los estudios ambientales, el impacto del medioambiente, la sostenibilidad, y la innovación técnica. Pero es importante considerar que este tipo de reactor es de Generación IV, y es probable que uso actual del reactor sera posible quizás en el futuro. Este calendario extendido permite más investigaciones en los materiales, el diseño de la contención, y en el análisis de transferencia de calor con mayor precisión. Cuando el diseño completo sea finalizado, otras investigaciones deben evaluar los costos de instalación y operación, las consideraciones de concesión y determinación de la mejor ubicación par el reactor.

TABLA DE CONTENIDO

REFLEXIÓN	96
RESUMEN	98
RECONOCIMIENTOS	99
RESUMEN EJECUTIVO.....	100
Metas, objetivos, y métodos.....	100
Paso 1:.....	100
Paso 2:.....	100
Paso 3:.....	100
Paso 4:.....	100
Paso 5:.....	100
Antecedentes.....	101
Resultados.....	102
Conclusión y recomendaciones.....	102
LISTA DE FIGURAS.....	106
LISTA OF TABLAS.....	107
1 INTRODUCCIÓN.....	108
2 ANTECEDENTES	110
2.1 El problema de energía mundial	110
2.2 Investigaciones actuales en la tecnología energética	110
2.3 La historia de energía nuclear y tipos principales de reactores	110
2.4 Reactores de agua a presión (PWRs) y reactores de agua en ebullición (BWRs).....	113
2.5 El Experimento del Reactor de Sal Fundida (MSRE)	115
2.6 La tecnología actual de reactores de sales fundidas.....	118
2.7 El uso de vapor en WPI	119
3. METODOLOGÍA.....	119
3.1 Paso 1: La calculación de las necesidades de calefacción de campus	120
3.2 Paso 2: El cálculo de la producción de vapor del MSRE	120
3.2.1 El diseño del circuito de la producción de vapor.....	120
3.2.2 La calculación de la potencial de producción de vapor del MSRE	121
3.2.3 La simulación de la producción de vapor usando el sistema de MSRE e Aspen Plus	122
3.3 Paso 3: Una comparación de la producción de vapor de un MSR y un PWR	124
3.3.1 Unas comparaciones entre los sistemas de MSR y PWR	124
3.3.2 La simulación de producción de vapor en un MSR e un PWR en Aspen Plus.....	125

3.4 Paso 4: El diseño del circuito de producción de vapor con un MSR para satisfacer las necesidades del campus de WPI	125
3.4.1 Las calculaciones del diseño	126
3.4.2 Consideraciones para los materiales	129
3.4.3 Una comparación con el sistema actual de las calderas en WPI.....	129
4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	131
4.1 Las necesidades para la calefacción del campus.....	131
4.2 Las calculaciones y simulación para la producción de energía potencial del MSRE.....	131
4.3 La comparación del PWR y MSR.....	132
4.3.1 Producción de vapor de un PWR	133
4.3.2 Producción de vapor de un MSR	133
4.3.3 Ventajas del MSR	134
4.4 El diseño y dimensiones de la red de intercambiadores de calor.....	135
4.4.1 Las dimensiones del intercambiador de calor primario	135
4.4.2 Las calculaciones para los sobrecalentadores A/B	136
4.4.3 Las calculaciones para las dimensiones del evaporador	137
4.4.4 Las calculaciones para el tallaje del economizador	137
4.4.5 La comparación con la superficie del sistema actual de calderas	137
CONCLUSIÓN Y RECOMENDACIONES	139
REFERENCIAS.....	141
APÉNDICE A: Las calculaciones del balance térmico y energético	144
A.1 Las necesidades para la calefacción del campus.....	144
A.2 La producción de vapor del MSRE.....	145
A.3 La producción de vapor del PWR	150
A.4 Las calculaciones para la producción de vapor y el poder específico de un MSR	154
La producción de vapor de un MSR	154
Poder específico del MSRE	157
APÉNDICE B: Los archivos de la entrada de Aspen	158
B.1 Las necesidades de calefacción del campus.....	158
B.2 La producción de vapor del MSRE	159
B.3 La producción de vapor del PWR	163
B.4 La producción de vapor de un MSR.....	166
APÉNDICE C: Las calculaciones para el diseño del equipamiento.....	171
C.1 El intercambiador de calor primario.....	171
C.2 Los intercambiadores de producción de vapor.....	174

APÉNDICE D: Las tablas para el diámetro de los cascos para los intercambiadores..... 190

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Shippingport Atomic Power durante la instalación; http://en.wikipedia.org/wiki/Shippingport_Atomic_Power_Station	112
Figura 2: La vasija de reacciones del MSRE durante la instalación (Robertson, 1965)	115
Figura 3: El diagrama de flujo del MSRE.....	116
Figura 4: El diseño para el circuito de combustible y refrigerante en el MSRE.....	117
Figura 5: El diseño de TAP para la vasija de reacciones para un sistema de producción de vapor con un MSR	118
Figura 6: Un mapa 2-D del campus de WPI obtenido por wpi.edu. Se añadió un contorno de rojo para demostrar los edificios calentados con el vapor de las calderas en el Power House (Worcester Polytechnic Institute, 2014).....	119
Figura 7: El diagrama de flujo de la serie de intercambiadores de calor para producción de vapor.....	121
Figura 8: El diagrama de flujo de Aspen para la producción de vapor del MSRE	123
Figura 9: El diagrama de los coeficientes térmicos a través de un intercambiador de casco y tubo.....	127
Figura 10: El diagrama para estimar los coeficientes térmicos.....	128
Figura 11: Un diseño para un intercambiador con tubos en la forma de U.....	136
Figura 12: El diseño para la producción de vapor con dos sobrecalentadores.....	136
Figura 13: El diseño para la red de intercambiadores para el sistema del MSR.....	138

LISTA OF TABLAS

Tabla 1: Datos de ORNL para las corrientes usados en la entrada de Aspen	124
Tabla 2: Las composiciones para las corrientes de sal fundida en mol%	124
Tabla 3: MSR v. PWR, *Indica un valor calculado en las necesidades de calefacción de WPI.....	135

1 INTRODUCCIÓN

El mundo ha sufrido una incremental demanda de energía a partir de la revolución industrial. El U.S. Energy Information Administration (EIA) estima que el consumo de energía aumentará en un 56 por ciento entre 2010 y 2040. El crecimiento se relaciona directamente con el crecimiento de población y el crecimiento económico en los países subdesarrollados (U.S. Energy Information Administration (EIA), 2014). Con este problema viene otro: las fuentes de los recursos más importantes, como carbón, gas natural y petróleo están desapareciendo. Además estos recursos han ganado una reputación por sus efectos negativos en el medio ambiente. En estos momentos existe una búsqueda para encontrar fuentes renovables y de baja emisión.

Es posible que la energía nuclear es lo que busca el mundo. Muchos países, incluyendo los Estados Unidos, ya utilizan energía nuclear. “On a global scale, nuclear power currently reduces carbon dioxide emissions by some 2.5 billion tonnes per year” [En una escala global, energía nuclear actualmente reduce las emisiones de dióxido de carbono por unos 2.5 millones de toneladas- 2.27×10^9 kg] si la misma cantidad de energía hubiera sido producido por carbón, e energía nuclear representa solo 12% de la electricidad mundial. Es posible que la utilización de energía nuclear reduzca drásticamente el impacto negativo del uso de energía convencional en el medioambiente.

La mayoría de los reactores de agua ligera (RAL), que son los reactores más comunes, generan su energía por reacciones de fisión de uranio, el combustible principal en reactores nucleares. El uranio se obtiene por medio de la minería, y es “approximately as common as tin or zinc” [aproximadamente tan común como estaño o zinc] (World Nuclear Association, 2014) The World Nuclear Association reportó que el total conocido de uranio recuperable de casi 5.44×10^9 kilogramos en 2013. Es posible que continuas mejoras en la tecnología aumentará esta cantidad. La producción de energía por uranio requiere una cantidad menor de combustible que otros métodos. Una tonelada de uranio produce 7.4×10^{16} julios. La misma cantidad de carbón solo produce 3.2×10^{10} julios.

A pesar de la promesa del uranio como fuente de energía, existen algunas imperfecciones, en cualquier fuente de energía. Para producir energía, el uranio absorbe un neutrón y empieza el proceso de fisión. Con el evento de una absorción, el núcleo se vuelve pesado e inestable y empieza a romperse en productos radiactivos de fisión. Los eventos de fisión también producen una liberación de energía muy grande. La radiación de los productos de fisión, rayos gamma, y partículas alfa y beta, son peligrosos. Sobreexposición a estas partículas de alta energía puede causar problemas de salud como cáncer. Los desechos nucleares de los reactores que usan uranio también son una preocupación porque el combustible gastado todavía contiene nucleidos radiactivos. Hay muchos procesos para reprocesar el combustible, pero la política actual en los Estados Unidos requiere que el combustible sea embodegado para desecho en vez de reproceso. Con esta política, la energía potencial no es aprovechada.

Pero otra vez, hay una solución potencial al problema de energía. Los reactores de sales fundidas, que aparecieron en los 1950s, presentan una estrategia para energía nuclear mucho más segura y económica. Reactores de sales fundidas usan el mismo material para su combustible y su refrigerante. Esto permite el uso de combustible usado de RALs, combustible fresco de uranio poco enriquecido, o combustible de torio. Reactores de sales fundidas fueron estudiados por un corto período durante los 1950s hasta los 1960s. Sin embargo, las investigaciones en Oak Ridge

National Laboratory fueron descontinuas en los Estados Unidos se enfocaron más en la implementación de los reactores de agua a presión y de agua en ebullición (Wood, 2007).

Este proyecto reabrió las investigaciones en los reactores de sales fundidas. Con ayuda del experimento de Oak Ridge, investigaciones actuales y conceptos del diseño de las instalaciones de ingeniería química, este proyecto apunta a crear un diseño moderno para un reactor piloto para satisfacer las necesidades de calefacción del campus de WPI. Una instalación existosa de este tipo de reactor puede reducir los costos energéticos y laborales para la universidad. Además, serviría como una herramienta de investigación y educación para los estudiantes del futuro. Aunque este proyecto se enfoca en el diseño factible para un sistema de producción de vapor con un reactor piloto, las investigaciones del futuro pueden enfocarse en costos y la logística de construir e instalar el reactor, además en los materiales y propiedades térmicos que no son partes de este proyecto. El propósito de este proyecto has sido resumir el proceso de analizar y diseñar un circuito de producción de vapor con cantidades conocidas de las necesidades de calefacción.

2 ANTECEDENTES

2.1 El problema de energía mundial

El calentamiento global y el uso de energía son temas populares en el siglo veintiuno. Muchos científicos coinciden en el problema de energía mundial es inevitable. Los mundos de investigación, comunicaciones de medio, y literatura han reconocido la cuestión. El problema de energía consiste en dos cuestiones principales: la oferta y demanda de las fuentes de energía y el impacto de la producción de energía en el medioambiente.

El estudio de Holdren en “Population and the Energy Problem” de la Universidad de California Berkley delató que “[t]he problem is not that we are running out of energy. It’s that we have nearly run out of the low-cost energy that has fueled the industrial development of today’s rich countries.” [el problema no es que nos estamos quedando sin energía. Es que casi hemos estado quedándonos sin la energía de bajo costo que ha alimentando el desarrollo industrial de los países actualmente más ricos] (Holdren, 1991). El aumento en la demanda y la disminución de estas fuentes han aumentado los costos de energía porque fuentes nuevas pueden ser difíciles de encontrar y transportar, además puede requerir más inversión. Junto con los problemas de oferta y demanda existe el aumento poblacional, entonces el efecto de la disminución de fuentes es intensificado. Entre los años 1950 y 1990, la población mundial se duplicó. El uso de energía, a pesar de esto, se cuadruplicó (Holdren, 1991). “If the cumulative consumption of [gas fuels] continued to double every 20 years, the initial endowment would be 80% depleted in another 40 years” [Si el consumo acumulativo de (combustibles de gas) continúa a duplicándose cada veinte años, el fondo inicial disminuiría por 80% en 40 años] (Holdren, 1991)

Como se ha mencionado, el problema de energía es un enigma con dos partes. La producción de energía también presenta una amenaza al medioambiente. Las emisiones de carbón y combustibles fósiles son la causa principal del calentamiento global porque afectan la forma en que la atmosfera absorbe la energía (Environmental Protection Agency, 2013). El aumento de calor creado por el calentamiento global tiene un impacto directo en hábitats, las fuentes de agua, producción de cultivo e infraestructuras (Environmental Protection Agency, 2013).

2.2 Investigaciones actuales en la tecnología energética

El problema de energía ha provocado muchos desarrollos en la industria energética. Desde tecnología de recuperación hasta fuentes renovables y tecnología de limpieza, ha habido numerosos esfuerzos para resolver el problema de energía.

The National Academy of Sciences identifica muchas tecnologías emergentes. Menciona que “[s]ome will require substantial improvements-or even research breakthroughs- to have a major impact on our energy market” [algunas requerirían mejoras considerables- o incluso avances en las investigaciones- para tener un impacto significativo en el mercado global de energía]. A pesar de esto, las investigaciones en estas tecnologías crean esperanza de mejoras a la industria energética. La energía nuclear, pilas de combustible y biocombustibles son sólo algunas de las tecnologías que están siendo investigadas hoy (The National Academy of Sciences, 2014).

2.3 La historia de energía nuclear y tipos principales de reactores

Así como los átomos pueden interactuar con otros átomos por la formación o la ruptura de uniones, los núcleos de estos átomos también pueden interactuar con otros núcleos y partículas subatómicas. En estas interacciones, neutrones se adhieren con el núcleo con la cantidad adecuada de energía cinética para ser absorbido por el núcleo o para causar la ruptura del núcleo. Estas interacciones, cuando el núcleo se divide, se llaman reacciones de fisión. En estas reacciones, la cantidad de energía liberada es significativamente más alta que la energía liberada por las reacciones químicas. Según Shultis and Faw, la cantidad de energía liberada en una reacción de fisión es aproximadamente 50 millones de veces la energía producida por la formación del dióxido de carbono por combustión (Shultis & Faw, 2002).

El potencial por la producción de energía nuclear fue demostrada por la primera vez por Enrico Fermi en 1942 cuando Chicago Pile 1, el primer reactor nuclear, llegó al punto de producir bastantes neutrones para sostener reacciones de fisión continuas (Wood, 2007). Esta construcción de grafito e uranio ejemplificó la habilidad de una reacción de fisión de volverse en cadena por la producción de neutrones excesivos. Poco después de este descubrimiento, El Manhattan Project empezó con la meta de construir un arma usando energía nuclear para que los Estados Unidos pudieran en la Segunda Guerra Mundial.

Las investigaciones sobre el aprovechamiento de energía nuclear para uso militar continuaron cuando el gobierno de los Estados Unidos empezó investigaciones sobre la alimentación de submarinos militares e aviones con reactores nucleares. A que se iniciara el Experimento de Reactor de Aviones (ERA), emprendido por Oak Ridge National Laboratory en Oak Ridge, Tennessee en 1954. El propósito de este experimento fue diseñar un reactor pequeño con la capacidad de alimentar un avión militar, pero fue determinado que un reactor nuclear con la cantidad adecuada de blindaje para contener radioactividad sería demasiado pesado para hacer posible un vuelo.

Las investigaciones sobre la alimentación de los submarinos navales con energía nuclear tenían mucho más éxito. Bajo la dirección del Almirante Hyman Rickover, la marina estadounidense desarrolló el reactor de agua a presión (PWR) para el uso en submarinos. Estos navios tenían la habilidad de producir bastante energía para propulsar un submarino entero por un periodo largo sin requerir aire como un motor de combustión. Este concepto usó pastillas de óxido de uranio como combustible en una vasija de reacción de presión altísima. Agua sirvió como moderador y como refrigerante en estos reactores y se mantenían en las presiones extremadamente altas para permitir la absorción de la energía del calor producido por la fisión en las varillas de combustible sin hervir. Luego esta agua de presión alta pasaría por un intercambiador de calor donde el calor se trasladó a agua de presión mas baja, provocando que hierva y produciendo el vapor que alimentó una turbina. El primer prototipo de estos reactores alcanzó a su capacidad crítica por la primera vez en 1953, y en 1955 el USS Nautilus fue el primer submarino en operar usando un PWR (Fishlock, 2006). Poco después en 1957, la primera central de energía nuclear arrancó en

Pennsylvania, usando el mismo tipo de reactor de agua a presión en Shippingport Atomic Power Station cerca de Pittsburgh, Pennsylvania, como se muestra en la Figura 1 (Kok, 2009).

Usando los mismos conceptos del PWR, el reactor de agua en ebullición (BWR) se desarrolló usando recubierta similar y barras de combustible de óxido de uranio sólido. Sin embargo, en BWRs, la vasija se mantiene a una presión bastante baja para permitir que el agua en el reactor hierva cuando absorba calor de las barras de combustible. El vapor producido por el agua hirviendo gira una turbina directamente afuera del reactor sin la transferencia de calor a otra corriente. La

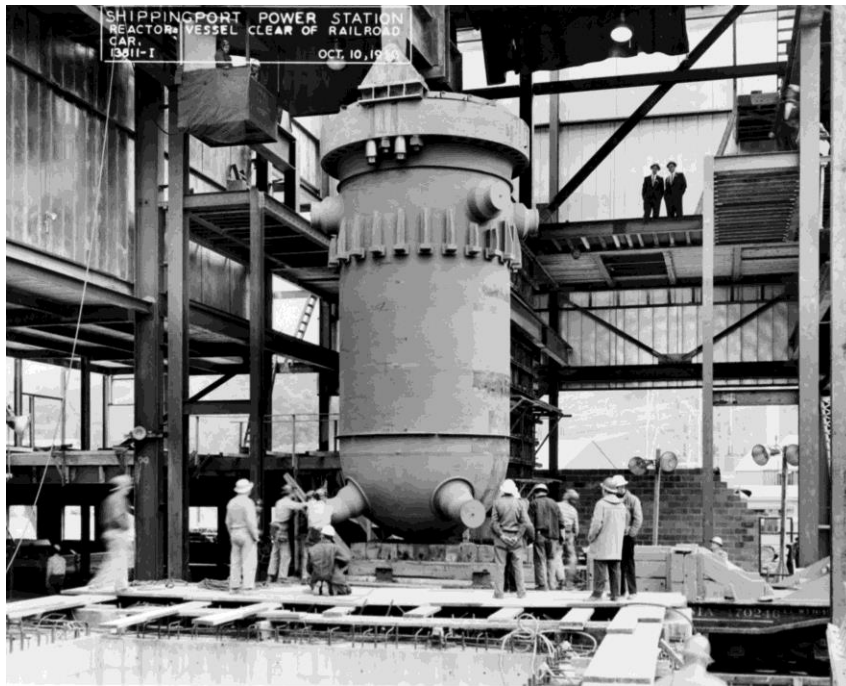


Figura 1: Shippingport Atomic Power durante la instalación;
http://en.wikipedia.org/wiki/Shippingport_Atomic_Power_Station

primera central de energía de escala comercial de usar este tipo de reactor, Dresden I, arrancó en Dresden, Illinois en 1960 (Theriault, 2009).

En 1946, con la aprobación de la Ley de McMahon, las metas nacionales de investigaciones sobre energía nuclear se cambiaron de un enfoque militar a la producción de energía civil (Wood, 2007). El Experimento de Reactores de Aviones en Oak Ridge National Laboratory concluyó fracasadamente, pero una tecnología nueva de reactores se desarrolló por las investigaciones del ERA. En este concepto nuevo, el

material fisible es mezclado con sal fundida y se circula por el sistema del reactor, a diferencia del combustible sólido en los reactores de agua a presión. ORNL se convirtió la facilidad del ERA para usarla para un experimento nuevo, el Experimento del Reactor de Sal Fundida (MSRE), para probar la habilidad del reactor de producir energía. El reactor de 10 MW del MSRE mostró que un reactor que usó combustible líquido pudo producir energía. Además, mostró que el product podía ser producido a una mayor escala para ser comercializado. Esto sería posible a partir de mayor investigación y desarrollo para eliminar problemas con materiales encontrado durante su operación (Haubenreich & Engel, 1970).

A partir de este punto, la nación continuó con las investigaciones sobre muchos tipos de reactores diferentes, pero solamente aquellos reactores que tienen diseños similares a PWRs y BWRs han sido construidos en la escala comercial en los Estados Unidos. Debido a la experiencia amplia ya obtenida con estos reactores junto con el estado actual de las regulaciones de tecnología nuclear, las investigaciones sobre los reactores de Generación IV se han enfocado en mejoras para los PWRs y BWRs. Sin embargo, el apoyo público de la producción de energía nuclear ha disminuido a lo largo de los años a causa de accidentes grandes en centrales de energía nuclear como

Chernobyl, Three Mile Island and Fukushima, lo que hace difícil recaudar los fondos necesarios para más investigaciones y desarrollo sobre la comercialización de MSRs.

2.4 Reactores de agua a presión (PWRs) y reactores de agua en ebullición (BWRs)

Actualmente las únicas centrales de energía nuclear en los EEUU son PWRs y BWRs (Power Reactors, 2013). En los dos tipos de reactores, se utiliza agua como moderador y refrigerante dentro del núcleo del reactor donde ocurre la fisión y la producción de calor. El moderador es un elemento en el núcleo en que los neutrones pueden ser rebotados para perder energía cinética para llegar a la energía apropiada para iniciar fisión dentro del combustible. El refrigerante en el reactor sirve para absorber la energía producida por las reacciones de fisión para transportarla afuera del reactor. El combustible es óxido de uranio en la forma de pastillas sólidas apiladas en barras largas que son envueltas en una lámina de aleación de zirconio. El agua pasa por estas barras y absorbe el calor producido por la fisión. En el caso del PWR, la vasija se mantiene a una presión de aproximadamente 15513 kilopascales (kPa) para prevenir que el agua hierva (Shultis & Faw, 2002). Luego el agua pasa por un generador de vapor donde se calienta la corriente de refrigerante que consiste de solamente agua también. El agua de enfriado hierve y el vapor producido alimenta una turbina que convierte la energía de calor a energía mecánica. En el caso del BWR, se permite que el agua hierva en la vasija del reactor y el vapor alimenta una turbina directamente para generar electricidad.

El sistema de seguridad para un PWR o un BWR depende principalmente en la inserción de barras u hojas de guía en el núcleo del reactor. Estas barras de guía son hechas de materiales como boro o una mezcla de plata, indio y cadmio que absorben neutrones para prevenir que se peguen con átomos fisibles para continuar la reacción en cadena. Además, el confinamiento es una consideración importante en el diseño principal del reactor para prevenir que materiales radioactivos se escapen. PWRs y BWRs son contenidos en edificios de confinamiento con paredes gruesas hechas de concreto para prevenir que cualquier contenido del reactor u emisiones de radiación se escapen al ambiente circundante. Si fracasa una parte del reactor o el sistema de circulación de refrigerante, el edificio de confinamiento conservaría el escape y protegería al personal, edificios, fauna y flora circundantes contra la exposición de combustible radioactivo, productos y biproductos de fisión, y de otros componentes que pueden producir partículas de radiación.

A través de toda la operación del reactor, isótopos de elementos diferentes son producidos para formar desecho nuclear del reactor. Cuando un átomo pasa por fisión, los neutrones se pegan con el núcleo del átomo y causa que se rompan desigualmente, y se forman productos de fisión con una masa que depende en la naturaleza de la división entre los núcleos nuevos. Los productos de fisión son radioactivos o inestables y se desintegran en elementos más estables por la liberación de energía o partículas cargadas.

En algunos casos, el neutrón no tiene bastante energía en la colisión, entonces es absorbido por el núcleo y se forma otro tipo de isótopo de uranio. En cualquier reactor, todas estas cosas ocurren con muchos isótopos de elementos diferentes. Esto lleva a la producción de una variedad de biproductos desechable que son clasificados como desecho de nivel alto, transuránico, nivel intermedio, o nivel bajo basada en su radioactividad y componentes (Shultis & Faw, 2002).

El desecho de nivel alto es altamente radioactivo y contiene los productos de fisión que se acumulan dentro del combustible. Los transuránidos son elementos actínidos con números atómicos que son más altos que 92 y que se forman en el combustible por una absorción de un neutrón y desintegración radioactiva, y permanecen radioactivos por millares de años (Kok, 2009). El desecho del nivel bajo incluye materiales contaminados que no son partes del reactor, y son mucho menos radioactivos que el desecho de nivel alta y transuránido (Shultis & Faw, 2002). El desecho del nivel bajo generalmente puede desecharse, pero desecho de nivel alto y transuránidos presentan más problemas. Los Estados Unidos actualmente no tienen una solución a largo plazo para las cantidades de desecho aumentado continuamente, pero se consideran algunas opciones.

2.5 El Experimento del Reactor de Sal Fundida (MSRE)

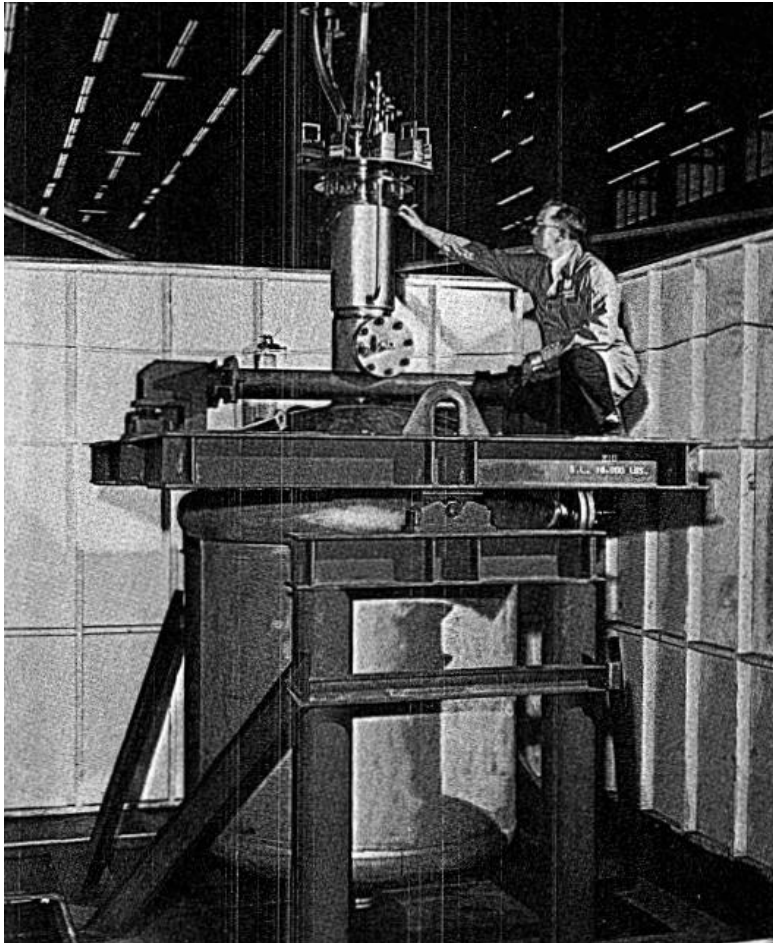


Figura 2: La vasija de reacciones del MSRE durante la instalación (Robertson, 1965)

en la Figura 2.

Los aspectos más prometedores de los reactores de sal fundida se relacionan con la eficiencia de combustible, estabilidad, y costos, además de las características de seguridad y la economía de neutrones (Robertson, 1965). En un reactor de sal fundida, diferente de PWRs y BWRs, el combustible fluye por el sistema del reactor en forma líquida. Así se eliminan muchos costos incurridos en el diseño, desarrollo e implementación de las barras de combustible. También se elimina el revestimiento que es necesario para las barras de combustible, que son desechadas como desechos de nivel alto, ahorrando más costos en el ciclo de combustible. Se puede añadir o procesar el combustible como parte de la operación del reactor (Robertson, 1965), diferente de PWRs y BWRs que requieren periodos de parada cada uno o dos años para remover y recargar el combustible para eliminar los productos de fisión que pueden impedir la operación del reactor

El Experimento del Reactor de Sal Fundida fue aprobado por La Comisión de Energía Atómica en 1961 con la meta de estudiar el concepto del reactor alimentado con sal fundida, desarrollado por el Experimento para la Propulsión Nuclear para Aviones (ERA). No se usó el para producir energía, sino para demostrar la viabilidad de usar la tecnología para la producción de energía comercial. Un reactor de una escala baja con la capacidad de producir un máximo de 10 MW fue construido en ORNL en un edificio usado anteriormente para el ERA. La operación del reactor empezó en 1964 y continuó por aproximadamente cinco años. A lo largo de la operación, se hizo funcionar el reactor en niveles de potencias diferentes para evaluar la influencia de condiciones de operación diferentes, desarrollar y mejorar el equipo, y estudiar el combustible (Haubenreich & Engel, 1970). Una foto de la instalación del reactor se muestra

(Shultis & Faw, 2002). El combustible de sal fundida permite ahorros en bombeo porque el reactor se opera en temperaturas altas y no se requiere presurización.

El reactor desarrollado para las investigaciones del MSRE consistió en dos circuitos principales de circulación, como se muestra en la Figura 4.

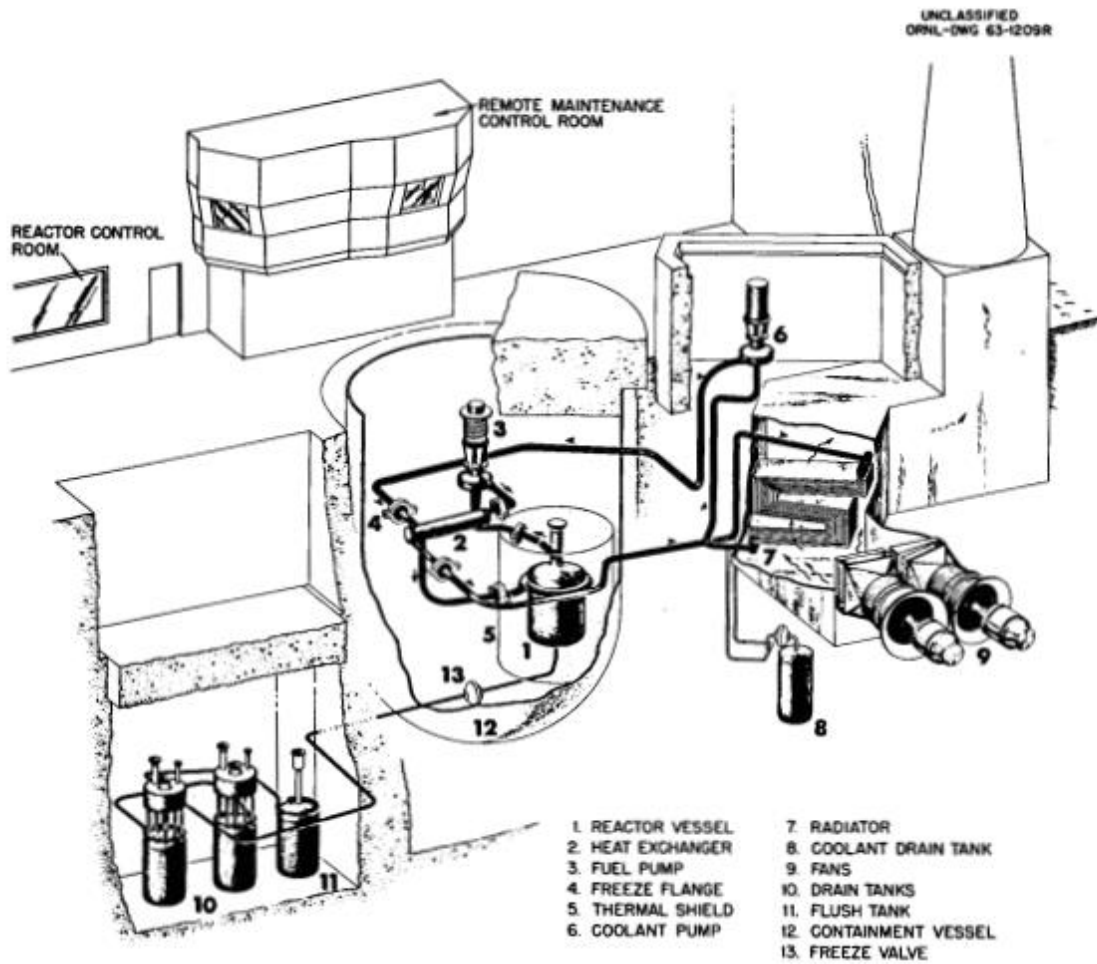


Figura 3: El diagrama de flujo del MSRE

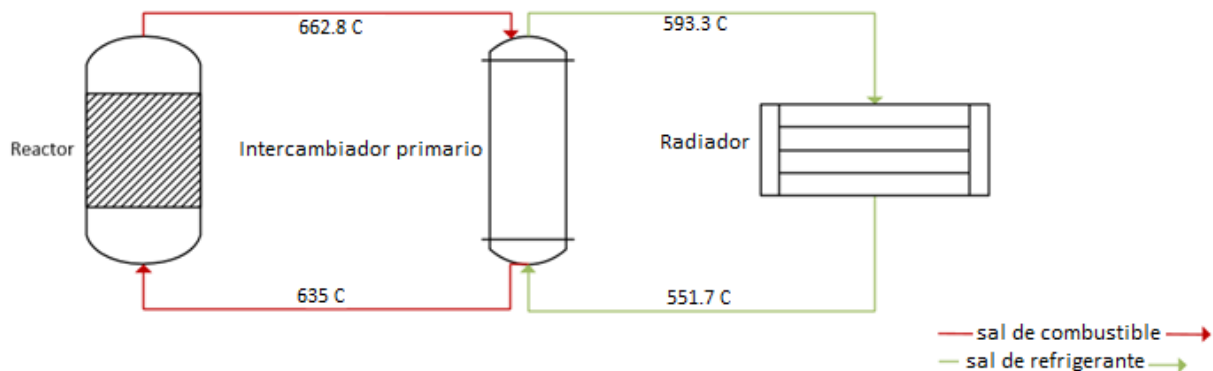


Figura 4: El diseño para el circuito de combustible y refrigerante en el MSRE

En el diseño de MSRE, un circuito contiene el combustible del reactor que pasa por el reactor, y luego es bombeado por un intercambiador de calor de casco y tubo. El circuito secundario contiene una mezcla de fluido refrigerante y sal fundida con una composición similar a la del combustible. Este refrigerante pasa por el mismo intercambiador de calor que el combustible, luego es bombeado por un radiador donde aire refresca el fluido antes de regresar al intercambiador de calor. Si esta configuración fuera usada para la producción de energía, el radiador sería substituido por un generador de vapor que produciría vapor y alimentaría una turbina para producir energía, en una manera similar a los sistemas de PWRs y BWRs.

Para prevenir que la mezcla de sal fundida se congele dentro del equipo, los dos circuitos de circulación son calentados. El sistema también incluyó muchos tanques de drenaje donde el refrigerante y el combustible fueron refrescados y congekador cuando no se estuvieran utilizados en el sistema. Las bombas permitieron la recirculación de sales recalentados de los tanques.

El combustible de sal consiste en tetrafluoruro de uranio, UF_4 , disuelto en fluoruro de litio (LiF), fluoruro de berilio (BeF_2) y fluoruro de zirconio (IV) (ZrF_4) (Robertson, 1965). Se escogió esta mixta por su combinación de estabilidad cuando interaccionó con radiación, su punto de fusión bajo, y pocos problemas cuando entró en contacto con agua u oxígeno. Cuando esta mezcla entra en contacto con aire o agua, las moléculas de los componentes se rompen para formar óxidos, pero con el fluoruro de zirconio, se baja la probabilidad de la precipitación del uranio fisible y la formación de óxido de uranio. Se estableció la operación estable por la primera vez al usar este combustible inicial y uranio enriquecido parcialmente, lo que significa que tuvo una concentración más alta de uranio fisible, U-235, a diferencia del uranio de forma natural que contiene 0.7% de U-235, y 99.3% de U-238, un isótopo no fisible. Después de algunos años de operación con esta mixta, se trató el combustible para quitar el uranio y sustituirlo por U-233, obtenido de otra unidad de procesamiento de combustible (Rosenthal, Kasten, & Briggs, 1970). El propósito de este cambio fue evaluar el ciclo de combustible de torio-uranio para demostrar la viabilidad de usar esta configuración de reactor como un reactor reproductor. Un reactor reproductor es un reactor en que el combustible produce mucho más neutrones de que lo usa.

La vasija de reacciones fue hecha de una aleación de níquel-molibdeno y fue rodeada por acero inoxidable de 40.64 centímetros (cm) y una capa de protección de agua para prevenir que la radiación escape en el espacio del laboratorio (Robertson, 1965). Dentro de la vasija de reacciones

había un núcleo con unas ranuras donde fluyó el combustible y llegó a configuración crítica. Dentro de estas ranuras, el uranio dentro de la mezcla de sales se sometió a fisión para producir energía, que se acumuló hasta que llegó al intercambiador de calor. En el intercambiador, el combustible pasó por el lado del casco, donde el calor producido en el reactor se trasladó al refrigerante de sal. Porque no se usó el reactor para producir energía, se permite que el calor radió del refrigerante al aire.

Luego de concluir el experimento del MSRE en 1969, se pudo derivar muchas conclusiones en relación de la viabilidad de la producción de energía comercial por un reactor de sal fundida. Se encontró que el combustible se quedó estable químicamente, se mantuvo baja corrosión en los materiales del reactor y obtuvo confinamiento de la radiación (Haubenreich & Engel, 1970). Estas conclusiones mostraron que el diseño y la operación de un reactor alimentado por sal fundida fueron viables, mejorando la perspectiva prometedora de esta tecnología.

2.6 La tecnología actual de reactores de sales fundidas

Hoy en día el reactor de sales fundidas es uno de seis diseños principales que están siendo considerados para el clase de Generación IV y está siendo investigados por Rusia, Francia, y la Unión Europea (Generation IV International Forum, 2013). El concepto del reactor de MOSART, el programa ruso que estudia los reactores de sales fundidas, tiene la habilidad de procesar transuránidos (biproducidos longevos y muy radioactivo, creados durante el fisión de uranio) y pues reducir la cantidad del desecho peligroso producido por los PWRs y BWRs en operación actualmente (Ignatiev, et al., 2014).

Aunque la mayoría de las investigaciones en la tecnología de los reactores de Generación IV en los Estados Unidos se enfocan en reactores modulares y reactores de temperatura alta y enfriados por gas, equipos más pequeños continúan las investigaciones en los reactores de sales fundidas (Generation IV International Forum, 2013). Transatomic Power Corporation, localizada en Cambridge, Massachusetts, es una empresa emergente y notable. La empresa incluye profesionales nucleares de muchos laboratorios, universidades y programas por el país y se enfoca en la producción en masa de un reactor de sales fundidas que usa una mezcla de combustible que incluye combustible gastado de PWRs y BWRs (Generation IV International Forum, 2013). El diseño de

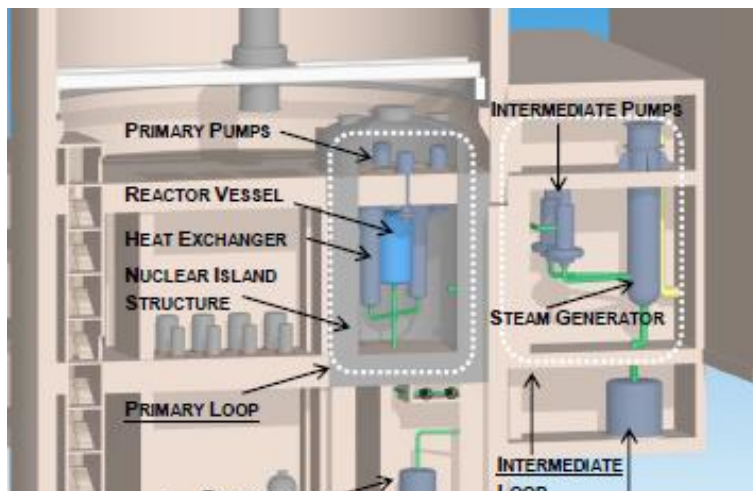


Figura 5: El diseño de TAP para la vasija de reacciones para un sistema de producción de vapor con un MSR

TAP, como el estudiado para nuestro proyecto, se basa en el diseño del MSRE de ORNL. Pero en su diseño, TAP usa un hidruro de metal para su moderador, a diferencia del carbón usado en el diseño de MSRE. Además, el combustible es basado en una mezcla de fluoruro de litio y sales de fluoruro de metales pesados (Transatomic Power Corporation, 2014). El diseño del sistema de TAP se muestra en la Figura 5.

2.7 El uso de vapor en WPI

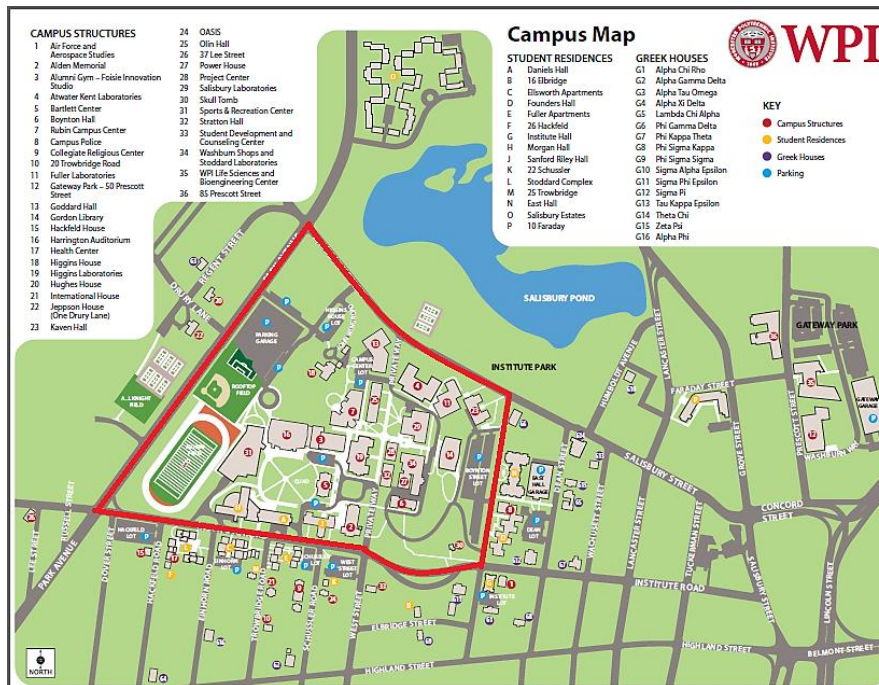


Figura 6: Un mapa 2-D del campus de WPI obtenido por wpi.edu. Se añadió un contorno de rojo para demostrar los edificios calentados con el vapor de las calderas en el Power House (Worcester Polytechnic Institute, 2014)

La producción de vapor en WPI actualmente viene de calderas comerciales en el Power House de WPI. En la estación fría, las calderas producen entre 3,628.7 y 14,515 kilogramos por hora de vapor que se transporta a través del campus central para calentar los edificios académicos y residenciales ubicado en el área bordeada por la calle Institute, la calle Salisbury, la calle Boynton y la avenida Park, como se indica en la Figura 6 (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). En los meses más tibios, en

cambio, las calderas operan a una fracción de toda su capacidad para proveer vapor al Sports and Recreation Center y Goddard Hall solamente, causando una reducción en la eficiencia y un aumento en el deterioro del equipo (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). Se calientan estas calderas con gas natural y requieren la compra de combustible y costos de labor para los operadores, que totalizan más que \$3,000 por día para proveer solamente el laboratorio en Goddard Hall por aproximadamente 17 días de operación en las meses tibios (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). Además, también hay un aumento en costos para el mantenimiento de las calderas porque el equipamiento se desgasta a causa de la operación en capacidad parcial.

Hay potencial de costos disminuidos con el uso de un reactor de sales fundidas para la calefacción del campus porque el reactor puede operar por un período de tiempo muy largo con solamente una carga de combustible. Además, se puede ajustar el inventario de combustible o el enriquecimiento de la operación para producir la energía térmica exatadamente requerida para las necesidades de calefacción de la estación. Esto evitará el desecho de energía y el desgaste de las máquinas. Finalmente, un MSR tiene la capacidad de producir vapor sobrecalentado que cumple la misma calefacción con menos vapor que lo necesita con vapor saturado.

3. METODOLOGÍA

La meta de nuestro proyecto fue evaluar la viabilidad de usar un reactor de sales fundidas, similar al reactor usado en el Experimento del Reactor de Sal Fundida de Oak Ridge National Laboratory

en los 1960s, para la producción de vapor para la calefacción del campus de WPI. Para evaluar esto, se cumplen una serie de objetivos, como sigue:

1. Determinar la energía térmica requerida para la calefacción de WPI, basada en las condiciones y el caudal actuales del vapor obtenido por medio de entrevistas hechas al jefe de ingeniería del Power House.
2. Evaluar la cantidad de vapor que puede producir el diseño del Experimento del Reactor de Sal Fundida y modelar el sistema de producción de vapor usando Aspen Plus para verificar las calculaciones.
3. Calcular la producción de energía térmica requerida de un PWR e un MSR para producir vapor sobrecalentado para alcanzar las necesidades de calefacción del campus, y modelar la producción de vapor de un PWR e un MSR.
4. Diseñar una red de intercambiadores de calor para la producción de vapor usando un reactor de sales fundidas para calentar al campus y simular el diseño en Aspen Plus Para verificar los resultados obtenidos por calculaciones.

3.1 Paso 1: La calculación de las necesidades de calefacción de campus

La calefacción para la mayoría del campus de WPI es proporcionada por vapor sobrecalentado en calderas en el Power House, alimentado con gas natural. Debido a la condición del vapor, saturado, la entalpía, H , se puede determinar por las tablas de vapor. Este valor se usó en la Ecuación 1 para calcular la energía térmica total requerido para calentar el campus en la producción máxima de vapor.

$$Q_{needed} = \dot{m}H \quad (1)$$

Se usó este valor de energía requerida en cálculos futuros para evaluar la habilidad del diseño del MSRE de calentar el campus, así como calcular la producción térmica requerida de un PWR y un MSR para calentar el campus. Se muestran estas calculaciones en Apéndice A.1.

Para verificar las calculaciones, se ejecutó una simulación en Aspen usando un bloque de horno o calentador al fuego [furnace or fired heater].

3.2 Paso 2: El cálculo de la producción de vapor del MSRE

3.2.1 El diseño del circuito de la producción de vapor

La configuración del MSRE consistió de un reactor unido con un circuito de combustible, un intercambiador de calor primario donde se trasladó desde el combustible al circuito del refrigerante de sal, donde se quitó el calor por un radiador y se lo expelió a la atmósfera (Robertson, 1965). El propósito de nuestro proyecto fue diseñar un proceso para utilizar la producción de calor de un reactor de sales fundidas. Fue un diseño simple que incluyó la adición de un generador de vapor en lugar del radiador.

Para las calculaciones de producción de vapor, se asumió un sistema de tres intercambiadores de calor para el diseño del generador de vapor. Según las calculaciones sugeridas por Teir en “Basics of Steam Generation”, se puede representar las calculaciones para la generador con una serie de intercambiadores de calor (Teir, 2003). Los componentes en la red de intercambiadores de calor representan los componentes de una caldera de producción de vapor, conocido como un

economizador, un evaporador y un sobrecalentador. En este diseño, el refrigerante de sal pasaría por los tubos de los intercambiadores para calentar agua corriente por la carcasa. Un diagrama de esta red de intercambiadores, implementado en el sistema del MSRE, se muestra en la Figura 7.

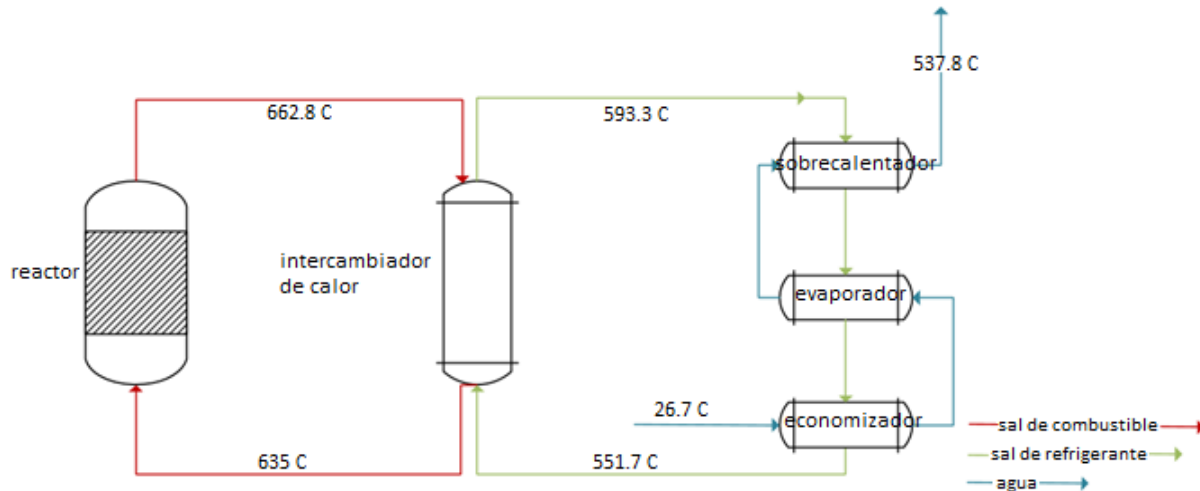


Figura 7: El diagrama de flujo de la serie de intercambiadores de calor para producción de vapor

3.2.2 La calculación de la potencial de producción de vapor del MSRE

Para determinar si el sistema del MSRE tuviera la capaz de reunir los requisitos de calefacción del campus, se evaluó la tranferencia de calor dentro de cada intercambiador de calor usando la Ecuación 2.

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (2)$$

Se determinó la pérdida de calor por el intercambiador de calor primario en la forma de un porcentaje de calor emitido por el combustible y una serie de calentadores eléctricos dentro del intercambiador usando la Ecuación 3. En la Ecuación 3, Q_f representa la suma del calor emitido por el combustible y los calentadores, y Q_c es el calor absorbido por el refrigerante de sal.

$$Q_{loss} = \frac{Q_f - Q_c}{Q_f} * 100\% \quad (3)$$

Luego se hicieron las calculaciones bajo el supuesto de que el porcentaje sería el mismo para el generador de vapor. Se usó la Ecuación 2 otra vez para determinar el calor emitido por la corriente de refrigerante en el generador de calor, lo que se aproximó como una serie de intercambiadores de calor, basado en el cambio de temperatura entre el radiador en el diseño original del MSRE. Se reorganizó la Ecuación 3 para formar la Ecuación 4, lo que se usó para determinar el calor absorbido en la corriente de agua, Q_w .

$$Q_w = Q_c(1 - Q_{loss}) \quad (4)$$

Q_w representa la suma del calor absorbido por el agua en cada uno de los intercambiadores de calor en el sistema del generador de vapor. El calor transferido en total a la corriente de agua dentro del generador se modeló por la Ecuación 5. Los tres intercambiadores de calor usados para aproximar

el generador de vapor fueron el economizador, donde el agua se calentó a la temperatura de saturación, el evaporador, donde se añadió el calor latente de vaporización, λ , para convertir el agua saturado a vapor saturado, y el sobrecalentador donde se calentó el vapor sobre la temperatura de saturación a 537.8 °C.

$$Q_w = \dot{m}_w(C_{pw}\Delta T_{economizer} + \lambda + C_{ps}\Delta T_{superheater}) \quad (5)$$

Se usó la Ecuación 5 para calcular el caudal de vapor que pudiera producir este sistema, como sigue en la Ecuación 6:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_w}{(C_{pw}\Delta T_{economizer} + \lambda + C_{ps}\Delta T_{superheater})} \quad (6)$$

Uno de los beneficios principales del reactor de sales fundidas es que tiene la capaz de producir vapor sobrecalentado debida a las temperaturas altas del combustible y de los refrigerantes de sales. La entalpía del vapor sobrecalentado es más que la de vapor saturado, entonces se puede obtener calefacción equivalente con un caudal más bajo. La entalpía del vapor de 537.8 °C y 689.5 kPa y la corriente calculada se usaron en la Ecuación 1 para determinar el contenido de energía térmica en el vapor producido para compararlo con el requisito de la calefacción del campus.

3.2.3 La simulación de la producción de vapor usando el sistema de MSRE e Aspen Plus

Se hicieron simulaciones usando las especificaciones del MSRE de Oak Ridge. Estas se hicieron para verificar los parámetros dados en los reportes de Oak Ridge para entender más sobre el diseño del circuito. También se usó la información de las simulaciones para las simulaciones siguientes.

Se hizo la simulación para obtener la carga térmica de los intercambiadores de calor y la producción de vapor, también para verificar el uso de Aspen y las calculaciones de transferencia de calor para optimizar el diseño del circuito de producción de vapor en pasos siguientes.

3.2.3.1 La simulación usando los bloques de horno/calentador al fuego [furnace/fired heater]

La primera simulación usó un bloque como se llama horno o calentador al fuego [furnace o fired heater] para simular el generador de vapor. Un diagrama de corriente simple y creado en Aspen se muestra en la Figura 8.

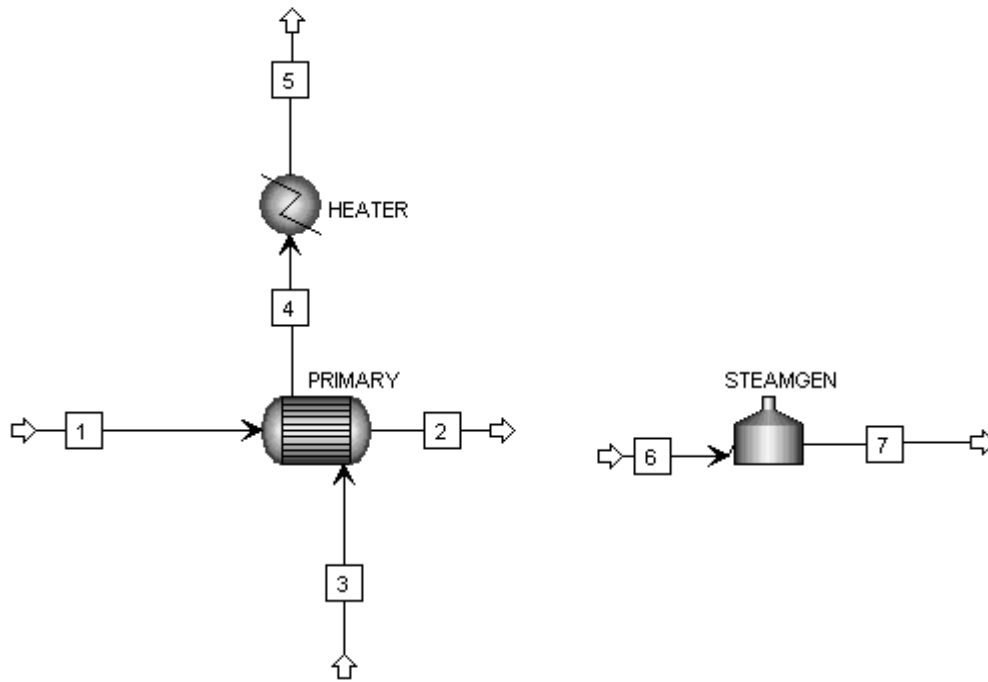


Figura 8: El diagrama de flujo de Aspen para la producción de vapor del MSRE

La unidad de un intercambiador de calor y un calentador se unen para simular el intercambiador de calor primario en el circuito de producción de vapor. En el diseño del MSRE, una serie de calentadores que suman 30 kW, fue parte del intercambiador para mantener la mezcla de sales en forma líquida, entonces lo se consideró en las simulaciones (Haubenreich & Engel, 1970).

Se usó un bloque, como se llama horno o calentador al fuego [furnace o fired heater], para simular el generador de vapor. Según AspenTech, “Aspen Shell & Tube Exchanger, Air Cooled Exchanger, and Aspen Fired Heater offer capabilities that can allow modeling of heat recovery steam generators” [bloques de Shell & Tube Exchanger, Air Cooled Exchanger, y Fired Heater ofrecen capacidades que pueden modelar generadores de vapor con recuperación de calor] (AspenTech, 2014). Las primeras opciones requieren una entrada detallada del diseño. Porque nuestro proyecto intentó diseñar un generador de vapor, no se disponía de detalles específicos. La opción mejor fue el fired heater, que requirió una entrada de la corriente de agua para obtener la corriente y las condiciones de la producción de vapor.

Como el bloque de fired heater solamente permite la entrada de agua, no se pudo simular una conexión del sistema entero en Aspen, como se muestra en la Figura 8. En cambio, se usó la información de las simulaciones en el intercambiador de calor primario para continuar las simulaciones en el generador de vapor.

Las corrientes se definen según dado en la Tabla 1 y la Tabla 2, en que la información destacada en gris fue dada en los reportes de Oak Ridge (Robertson, 1965). Se escogió 26.6 °C para la temperatura del agua de servicio, basada en un heurístico de los diseños de ingeniería química, además se asumió la misma presión del vapor producido (Turton R. , Bailie, Whiting, Shaeiwitz, & Bhattacharyya, 2013).

Número de la corriente	1	2	3	4	5	6	7
Material	Refrigerante de sal	Refrigerante de sal	Combustible de sal	Combustible de sal	Combustible de sal	Agua	Vapor
Flujo (m ³ /s)	0.536	0.536	7.56	7.56	7.56	--	--
Temp. (°C)	551.7	593.3	662.8	--	635	26.6	--
Presión (kPa)	324	530.9	241.3	379.2	379.2	689.4	--

Tabla 1: Datos de ORNL para las corrientes usados en la entrada de Aspen

Material	Combustible de sal	Refrigerante de sal
LiF4	0.7	0.66
BeF2	0.291	0.34
UF4	0.009	0

Tabla 2: Las composiciones para las corrientes de sal fundida en mol%

Es importante observar que en el sistema conectado, la corriente 2 entraría al generador de vapor para proveer calor al agua de servicio, y la corriente 1 sería la corriente de retorno con sal al intercambiador de calor primario. La corriente 3 sería la corriente que sale del reactor, y la corriente 5 sería el retorno. También es importante observar que el intercambiador de calor primario funciona como un intercambiador de calor normal, donde se transfiere calor entre dos fluidos. El generador de vapor crea un cambio de fase en la corriente de agua, como se especificó en Aspen.

Otro propósito de esta simulación fue determinar el flujo de vapor que produce la producción térmica del diseño del MSRE, como se determinó en la sección anterior. Para verificar las calculaciones de la sección 3.2.2, se hizo un Análisis de Sensitividad [Sensitivity Analysis] en Aspen para determinar el flujo de vapor que se correlacionó con la carga térmica en la sección anterior. Se comparó el flujo calculado con el flujo producido por Aspen.

3.3 Paso 3: Una comparación de la producción de vapor de un MSR y un PWR

3.3.1 Unas comparaciones entre los sistemas de MSR y PWR

Para demostrar la ventaja de usar un reactor nuclear que tiene la capacidad de producir vapor sobrecalentado en vez de calderas de gas natural, se usó la Ecuación 1 para determinar el flujo de vapor requerido para la calefacción del campus cuando se sobrecalienta a 371.1 °C por un PWR e a 537.8 °C por un MSR. Basada en estos flujos, se usó la Ecuación 5 para determinar el calor absorbido por el agua en la sección de producción de vapor en el circuito. Luego se usó la cantidad de calor total en la Ecuación 3 con los porcentajes calculados de calor perdido para determinar el calor producido por la corriente de refrigerante en cada uno de los tres intercambiadores de calor. En el caso del MSR, se usó el porcentaje calculado en la sección 3.2.1, y para el PWR, se calculó la pérdida de calor basada en los datos disponibles por un sistema representativo de energía comercial con un PWR, el Estinghouse 414 (Westinghouse Electric Corporation Water Reactor

Divisions, 1984). Se usó el calor producido por el refrigerante en la Ecuación 2 para calcular el flujo total del refrigerante en cada sistema del reactor.

En el sistema del MSR, se usó el calor producido por el refrigerante de sal en la Ecuación 3 para determinar el calor transferido del combustible de sal. En este caso, la energía térmica producida en el reactor es la misma que la del combustible porque se produce la energía dentro del combustible cuando se pasa por el reactor. En el sistema con el PWR, el agua sirve como el refrigerante, y se transfiere el calor de las barras de combustible estacionarias en el núcleo del reactor al refrigerante. Esto significa que la pérdida de calor no ocurre solamente en el generador de vapor, sino también dentro del reactor. Entonces, es necesario usar la Ecuación 3 para evaluar la producción térmica del reactor, usando el porcentaje de calor perdido calculado de los datos de Westinghouse 414 PWR. Se encuentran las calculaciones para la producción del reactor de PWR en Apéndice A.3, y las del MSR en Apéndice A.4.

Otra comparación entre los sistemas se hizo usando la eficacia térmica, la cual es la proporción de la energía producida por el vapor a la energía producida por el reactor. Por tanto, se comparan las medidas de energía térmica perdida al ambiente en cada sistema. Se calculó la eficiencia térmica usando la Ecuación 7:

$$\text{Thermal Efficiency} = \frac{\text{Energy content of Steam}}{\text{Thermal output of reactor}} \quad (7)$$

Por fin, se comparan los reactores usando energía específica, lo que se calcula dividiendo la producción térmica del reactor por la masa de uranio en el combustible:

$$\text{Specific Power} = \frac{\text{Thermal output of reactor}}{\text{Mass Uranium in fuel}} \quad (8)$$

3.3.2 La simulación de producción de vapor en un MSR e un PWR en Aspen Plus

Para simular las diferencias entre la producción de vapor en un PWR e en un MSR en Aspen, se usó solamente el bloque de fired heater, como se muestra en la Figura 8. Para comparar cada sistema, se hizo un Sensitivity Analysis en Aspen para determinar el flujo de masa de vapor requerido para que cada reactor satisfaga las necesidades de energía de WPI y la energía del vapor requerido, 11,163,074 joules por segundo (J/s) (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). Para cada proceso diferente, se requiere entrada diferente en el bloque de fired heater. Un PWR solo puede producir vapor saturado a presión alta (Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions, 1984). En la simulación con el PWR, se especificó la fracción de vapor de 1 y la presión de salida de 689.4 kPa, lo que produce vapor saturado de 689.4 kPa y 170 °C. El uso de un MSR permite la producción de vapor de temperaturas y presiones muchas más altas para crear vapor sobrecalentado. En simular la producción de vapor de un MSR, se especificaron los grados de sobrecalentamiento en vez de la fracción de vapor, también teniendo en cuenta que la temperatura de salida del refrigerante es 551.7 °C y por lo tanto, no se puede exceder 537.8 °C. Se comparan los flujos de masa del vapor obtenidos en Aspen para los circuitos del MSR y del PWR.

3.4 Paso 4: El diseño del circuito de producción de vapor con un MSR para satisfacer las necesidades del campus de WPI

3.4.1 Las calculaciones del diseño

Basado en las calculaciones sobre las necesidades de calefacción, se desarrolló un sistema con un MSR usando una red de intercambiadores de calor, como se muestra en la Figura 7, para transferir calor del combustible al refrigerante y finalmente al vapor para generar la cantidad apropiada de vapor sobrecalentado de 537.8 °C. Se determinó la producción térmica del reactor en la sección 3.3.1, pero las dimensiones del reactor requerían el conocimiento de conceptos de ingeniería y física nuclear, que no estuvieron incluidos en el ámbito del proyecto. Por consiguiente, el aspecto de diseño de este proyecto se enfocó en las dimensiones del intercambiador de calor primario y los intercambiadores de calor que se forman la sección de producción de vapor en el circuito de refrigerante.

3.4.1.1 La calculación para el coeficiente de transmisión térmica interno

Para diseñar cada intercambiador de calor eficazmente, se necesitó evaluar la Ecuación 9, que determina la superficie total para transferir la cantidad de calor calculado. La superficie total representa el área total de todos los tubos dentro de los intercambiadores de calor.

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (9)$$

En la Ecuación 7, Q representa la misma Q que se calculó usando la Ecuación 2 para la corriente caliente en cada intercambiador. En la Ecuación 6, ΔT_{LM} representa la diferencia de promedio logarítmico en el intercambiador y U representa el coeficiente de transmisión térmica total. La Ecuación 10 muestra la definición de ΔT_{LM} , y los subíndices h y c indican las corrientes calientes y frías, respectivamente y los subíndices i e o representan la entrada y la salida respectivamente. F es un factor de corrección que considera que el flujo en los intercambiadores con dos pasos o más no son verdaderamente contracorrientes. Se usó un factor de corrección de 0.97 del reporte de MSRE, y se asumió que este valor fuera una aproximación adecuada para usar en todas las calculaciones de las dimensiones de los intercambiadores de calor (Robertson, 1965).

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{hi}-T_{co})-(T_{ho}-T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi}-T_{co}}{T_{ho}-T_{ci}}\right)} * F \quad (10)$$

El coeficiente de transmisión térmica total, U, representa la resistencia a la transferencia de calor a través la película de agua directamente adyacente al límite interno de las paredes de las tuberías, a través de la propia tubería y a través de la película de fluido directamente adyacente a la pared externa de la tubería. Se muestra esta relación en la Ecuación 10. Otra vez, los subíndices i e o indican interno e externo, respectivamente, e A_{ave} es el área promedia ente el área interna e el área externa de los tubos. El grueso de la tubería es t_p , y k_p es la conductividad térmica del material de la tubería.

$$\frac{1}{UA_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t_p}{k_p A_{ave}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (11)$$

Los coeficientes de transmisión térmica interno e externo, h_i and h_o , son factores que describen la transferencia de calor por convección en las películas internas e externas en la tubería. El valor de estos coeficientes depende el fluido en el lado correspondiente de la tubería, la geometría de la tubería, y la velocidad del fluido. La Figura 9 muestra la relación entre los coeficientes y el flujo

en el intercambiador de casco y tubo. En el reporte del MSRE, se especificó el refrigerante de sal como el fluido en el lado del tubo en el intercambiador de calor primario (Robertson, 1965). Por lo tanto, se pudo determinar h_i basada en los datos dados en el diseño del MSRE y se pudo usar en las calculaciones del tallaje para este diseño, mientras que se especificara el refrigerante de sal cm el fluido en el lado del tubo por todo el sistema.

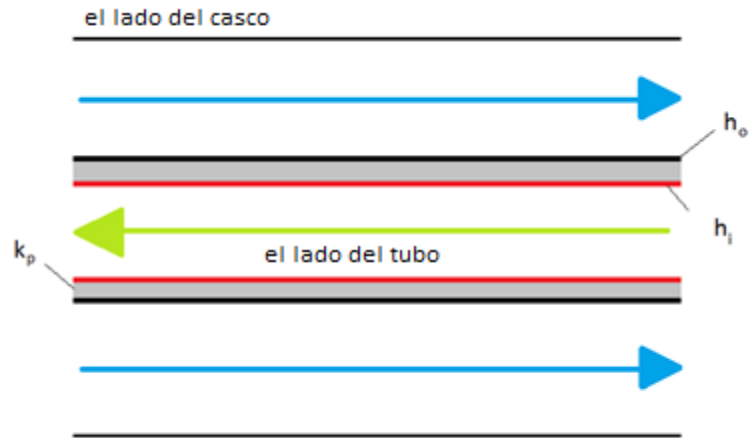


Figura 9: El diagrama de los coeficientes térmicos a través de un intercambiador de casco y tubo

Se calculó el valor de h_i usando las propiedades del refrigerante de sal dados en el reporte del MSRE y las Ecuaciones 12-15. Estas ecuaciones representan algunos parámetros adimensionales. La Ecuación 12 define el número de Nusslet, la Ecuación 13 define el número de Reynold's, y la Ecuación 14 define el número de Prandtl. La Ecuación 15 define la relación entre todos los parámetros para flujo turbulento, e es conocida como la ecuación de Dittus-Boelter (Clark, 2014). Se usó el valor calculado de h_i del MSRE, también el grueso de la pared y la conductividad térmica como constantes en las calculaciones de las dimensiones de los intercambiadores.

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k_c} \quad (12)$$

$$Re = \frac{\rho_c d_i v_c}{\mu_c} \quad (13)$$

$$Pr = \frac{c_{pc} \mu_c}{k_c} \quad (14)$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (15)$$

3.4.1.2 La calculación para el coeficiente de transmisión térmica externa

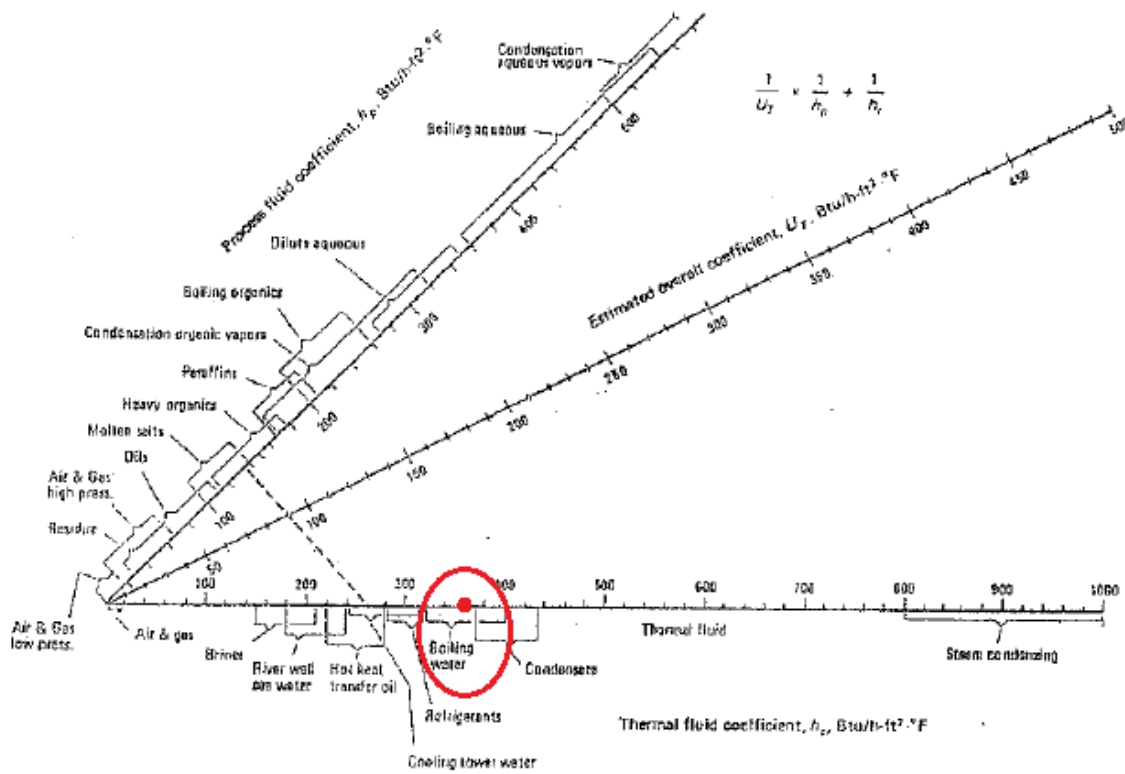
El coeficiente de transmisión térmica externa depende de las características del flujo, propiedades, y la geometría del flujo en el lado del casco. En el caso del intercambiador de calor primario, el fluido del lado del casco fue el mismo que el del intercambiador primario en el MSRE, por eso se asumió que el coeficiente de transmisión térmica total fuera constante para simplificar las calculaciones del diseño. En los intercambiadores de producción de vapor, en cambio, el coeficiente de transmisión térmica externa sería diferente porque el lado del casco contiene agua en vez del combustible, además a causa del cambio de fase en agua entre los intercambiadores. En casos como este, se requiere que los coeficientes de transmisión térmica externos sean calculados individualmente. Se obtuvieron las Ecuaciones 16 y 17 por *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* por Bergman et. Al. y se usaron para estimar los coeficientes de transmisión térmica externas para el economizador y el sobrecalentador, en que no existen ningún cambio de fase (9.6

Empirical Correlations: External Free Convection Flows; 9.6.3 The Long Horizontal Cylinder, 2011).

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_{bulk})d_o^3}{\nu\alpha} \quad (16)$$

$$Nu = \frac{h_o d_o}{k} \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (17)$$

En cambio, no se pudo usar las Ecuaciones las 16 y 17 para determinar el coeficiente de transmisión térmica para el evaporador porque existe un cambio de fase que requiere consideraciones diferentes.



ESTIMATING OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENTS

Figura 10: El diagrama para estimar los coeficientes térmicos

La Figura 10 muestra una gráfica de la clase de ChE 4404 en WPI que se usó para estimar el coeficiente de transmisión térmica externa para las calculaciones del tallaje del evaporador. Se escogió el valor del eje x, en la gama etiquetada como “Boiling water” porque el coeficiente de transmisión térmica fue la única incógnita (Starr, 2014).

3.4.1.3 El tallaje de los intercambiadores

Se calculó la dimensión del intercambiador de calor primario usando la transferencia de calor calculada en la sección 3.3.1 y la diferencia de temperatura y el factor de corrección dado en el reporte del MSRE. Se calculó el coeficiente de transmisión térmica usando la Ecuación 6 y el calor, el área, y la diferencia de temperatura, definidos por el reporte del MSRE (Robertson, 1965). Se escogió el diámetro del tubo y se calculó el número de tubos requeridos para proveer el área necesaria. Se escogió el diámetro del casco basado en el número de tubos y los gráficos dados en el Apéndice D. Además se añadió un factor de seguridad al área, de diez por ciento, basado en un diseño heurístico (Starr, 2014). Se calculó la longitud de la sección de tubos rectos, donde la transferencia de calor es más eficiente, para obtener el área total requerida con el número de tubos calculado.

La metodología para determinar la dimensión del economizador y el sobrecalentador fue similar a la del intercambiador de calor primario. En vez de usar el coeficiente de transmisión térmica total calculado por los datos del MSRE, por medio de las Ecuaciones 16 y 17 con un diámetro escogido y condiciones dadas para el flujo y la temperatura en cada intercambiador que no causó un cambio de fase. Luego se usaron estos coeficientes para resolver un sistema de ecuaciones, incluyendo formulaciones para el área interna e externa y las Ecuaciones 11-15, la longitud de tubos, y el número de tubos. Similar al tallaje del intercambiador primario, se determinó el diámetro del casco usando los gráficos en Apéndice D, y se calculó la longitud de los tubos actual basada en la incorporación del área por diez por ciento. Se calculó las dimensiones del evaporador en la misma manera, usando el coeficiente de transmisión térmica externa estimado por la Figura 10, en vez de las Ecuaciones 16 y 17.

3.4.2 Consideraciones para los materiales

Después de diseñar el tamaño de los intercambiadores de calor en el circuito de producción de vapor, se escogieron materiales para cada uno. Porque los intercambiadores encuentran sales fundidas, “las altas temperaturas de operación limitan la gama de materiales candidatos para la construcción de los intercambiadores de calor” [“[t]he high operating temperatures limit the range of possible candidate materials for the construction of the heat exchanger[s]”] (Adames, 2010). Es importante considerar tres características importantes en escoger un material de construcción (MOC): corrosión, fluencia, y la carga térmica. Las sales fundidas pueden ser muy corrosivas. También la posibilidad de fluencia y oxidación aumenta mucho porque se expone a temperaturas muy altas en la operación (Adames, 2010). Por eso, se consideró aceros especiales o “superaleaciones” donde ocurría exposición a la sal fundida. El MSRE de ORNL usó hastelloy, una aleación de níquel, con la habilidad de resistir corrosión y oxidación, también evitar fluencia. Hastelloy e otros aleaciones de níquel será consideraciones importantes en diseñar los materiales de los intercambiadores de calor (Haynes International, 2008).

3.4.3 Una comparación con el sistema actual de las calderas en WPI

Después de diseñar la red de intercambiadores de calor para la calefacción necesaria para WPI, se compararon los diseños con el sistema actual en el Power House. Para comparar los sistemas, se evaluó la superficie de cada uno. Las calculaciones para los intercambiadores en el sistema del MSR incluyeron diámetros y longitudes de los cascos. Con la suposición del ancho es igual al diámetro, se calculó la superficie:

$$A = Length \times diameter \quad (18)$$

No pudimos determinar la superficie exacta de las calderas en el Power House en WPI, por eso se estimó su tamaño usando datos de un fabricante de calderas industriales, lo que provee medidas de ancho y longitud, y se puede determinar la superficie:

$$A = Length \times width \quad (19)$$

4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 Las necesidades para la calefacción del campus

Actualmente, las necesidades de calefacción para la mayoría del campus de WPI son satisfechas con vapor saturado de 6.89 kPa, producido por las calderas en el Power House. Se transporta este vapor en un circuito que calenta aproximadamente 111,480 de metros cuadrados para espacios académicos y residenciales (Grudzinski, Further Power House Information, 2014). Durante la estación fría, se produce entre 3,628.7 y 14,515 kg/h de vapor, pero de media, se requiere un flujo de aproximadamente 11,339 kg/h. En cada combinación de temperatura y presión, vapor contiene una cantidad de energía específica por gramo, lo que llama entalpía. Para las condiciones usadas en campus, se asume una entalpía constante de 2,767 kilojoules por kilogramo (kJ/kg), lo que significa que la temperatura y presión de saturación se asume las mismas entalpias para producciones máxima, mínima, y promedia (Spirax-Sarco, 2014). Cuando se produce el mínimo de 3,628 kg/h, se determinó que el uso de energía para calefacción es 2.79 millones J/s. En la producción máxima, se determinó que las necesidades de calefacción son 11.2 millones J/s, y finalmente que la producción promedia requiere 8.7 millones J/s. Se proveen estas calculaciones en Apéndice A.1.

Se hizo una simulación en Aspen para verificar estas calculaciones. Las simulaciones determinaron que la producción de energía para las necesidades mínimia, promedia y máxima, son 2.7, 8.5, y 10.8 millones J/s, respectivamente. Los resultados comparan bien con las calculaciones del balance térmico, y confirman que los bloques de horno/calentador [furnace/fired heater] pueden simular la producción de vapor en un sistema de calderas. Las calculaciones que siguieron no se enfocaron en un sistema de calderas, pero en la producción de vapor usando otras fuentes de calor.

Se consideraron estas calculaciones en determinar la posibilidad de usar un reactor nuclear como una fuente de calor para satisfacer las necesidades de calefacción de campus. Las calderas en el Power House producen vapor saturado, pero el uso de una fuente de calor que puede calentar el vapor a una temperatura más alta que la temperatura de saturación presenta la posibilidad de calentar el vapor en una manera más eficiente. Cuando aumenta la temperatura del vapor a temperaturas superiores de la temperatura de saturación, en este caso 170 °C, la entalpía también aumenta, y por eso se puede cumplir la misma cantidad de calefacción usando menos agua. Esta es la primera ventaja en usar un reactor nuclear como una fuente de calor. La temperatura de salida en una caldera de gas natural, por eso la calidad del vapor, es limitada por la energía de combustión que se puede obtener de gas natural, además por la eficiencia del horno y la caldera. Pero los sistemas examinados en nuestro reporte, son basados en el intercambio de calor entre solamente dos fluidos. Se puede realizar esto usando un intercambiador de calor de casco y tubo, que permite que se basa la calculación de eficiencia en la perdida de calor en el intercambiador primario en el diseño del MSRE (Robertson, 1965).

4.2 Las calculaciones y simulación para la producción de energía potencial del MSRE

La primera evaluación de la habilidad de cumplir a las necesidades de calefacción del campus fue del diseño del MSRE, usado en ORNL. Para estas calculaciones, se usó condiciones idénticas a las del MSRE: un reactor de 10MWth para la producción de energía nuclear, un flujo de combustible de 0.756 m³/s, y un flujo de refrigerante de 0.05 m³/s. También se asumieron las mismas temperaturas y condiciones para el intercambiador primario que el MSRE, pero se

reemplazó el radiador con un generador de vapor teórico con recuperación de calor. Se aproximó el generador de como tres intercambiadores de calor, donde se transfiere calor entre el circuito del refrigerante de sal a una corriente de agua. Basado en el cambio de temperatura a través el radiador en la corriente del refrigerante, se asume que el calor del refrigerante se puede producir vapor saturado de 537.8 °C porque es bastante cerca a la temperatura mínima del refrigerante, 551.7 °C. Las calculaciones de transferencia térmica determinaron una pérdida de calor de 5% a través del intercambiador primario. Se usó este valor en estimar la pérdida de calor a través del generador de vapor para determinar el calor total absorbido por el agua para generar vapor.

Las temperaturas de entrada y salida en cada intercambiador ya eran conocidas. Como se ha mencionado, se asume que el vapor fue 1000F, y se escogió 80F para la temperatura de entrada del economizador, usando un diseño químico heurístico que describe la temperatura típica del suministro de agua en una ciudad como Worcester (Turton R. , Bailie, Whiting, Shaeiwitz, & Bhattacharyya, 2013). Las temperaturas restantes, la entrada y la salida del evaporador, también son conocidas por la definición del sistema del generador de vapor. El economizador calienta el agua a saturación, un cambio de fase ocurre en el evaporador, y el sobrecalentador calienta el vapor de saturación a la temperatura de salida. Por eso, las temperaturas de la entrada y salida del evaporador son la temperatura de saturación de agua de 6.89 kPa. Con la información mencionada se hicieron las calculaciones de balance térmico y la simulación en Aspen.

Se usó cuatro tipos de valores para resolver la colección de tres ecuaciones para el balance térmico: la transferencia total de calor, el cambio de temperatura a través de cada intercambiador, y las capacidades térmicas y calor latente obtenidos por las tablas de vapor (Spirax-Sarco, 2014). Se resolvió el sistema de ecuaciones para determinar la transferencia de calor en cada intercambiador de calor y el flujo de vapor sobrecalentado producido. Se determinó que el flujo total de vapor sobrecalentado de 1.29 m³/s. La entalpía de vapor de 6.98 kPa y 537.8 °C es 3563.4 kJ/kg, por eso la energía total de calefacción para esta cantidad es 9.2 millones J/s. La simulación en Aspen produjo resultados similares y determinó que las necesidades de calefacción de 0.9 millones J/s requerían 1.3 m³/s de vapor.

Los resultados indican que el MSRE tiene la habilidad de proveer calefacción al campus durante producción mínima y promedio pero solamente 82.5% de la producción máxima. Por eso, un sistema basado en un reactor de sales fundidas para WPI requiere una producción térmica más que la producción térmica del MSRE. Se proveen las calculaciones para la evaluación de MSRE en Apéndice A.2.

4.3 La comparación del PWR y MSR

El propósito de la próxima colección de calculaciones fue determinar la producción térmica del reactor que cumpliría las necesidades máximas de calefacción para campus. La meta de esta evaluación fue doble –mostrar el ahorro de agua que se puede obtener usando un reactor nuclear en vez de las calderas de gas natural usado actualmente en el campus, y además de esto, mostrar las ventajas en usar un reactor de sales fundidas en vez de un reactor de agua a presión. Para alcanzar las metas, el primer paso fue evaluar un sistema de producción de vapor que se parece a una versión mas baja del PWR de la central energética de Westinghouse 414. La evaluación determinó el grado de sobrecalentamiento que puede obtener el reactor con vapor 6.89 kPa y la producción térmica del reactor adecuada para calentar el campus con 11.1 millones J/s. Luego se

comparan el diseño del Westinghouse con un diseño similar al del MSRE, con una serie de intercambiadores de calor en lugar del radiador.

4.3.1 Producción de vapor de un PWR

El Westinghouse 414 es un ejemplo de un PWR típico que puede producir aproximadamente 3800 MWth en el reactor (Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions, 1984). El primer paso en evaluar este sistema fue determinar la pérdida de calor a través el generador de vapor. Basado en los datos disponibles de Westinghouse 414, se encontró que aproximadamente 11% de la energía producida en el núcleo no se transfiere al refrigerante de agua, y 6.7% del calor del agua no se transfiere a través el generador de vapor –se pierde esta energía al medio ambiente. Luego se usaron los porcentajes en el diseño del sistema de producción de vapor para WPI.

Basada en las temperaturas dadas en Westinghouse 414, determinó que el circuito puede producir vapor de 260 °C porque es bastante cerca de la temperatura del refrigerante (292.2 °C). El vapor sobrecalentado de 6.89 kPa y 260 °C tiene una entalpía de 2,970 kJ/kg, lo que significa que el sistema de producción de vapor con un PWR usa 14,752 kg/h de agua para calentar el campus (Spirax-Sarco, 2014). La simulación en Aspen calculó que el sistema requiere 15,529 kg/h. Los resultados de Aspen y las calculaciones del balance térmico son comparables, lo que puede verificar cada resultado. Se puede explicar la diferencia entre los resultados en dos maneras. Primero, es posible que Aspen asume una pérdida de calor mas alta que nuestras calculaciones. Cuando aumenta la pérdida de calor desde el reactor al generador de vapor, también aumenta la cantidad de agua requerida para producir vapor con la misma cantidad de energía. La segunda explicación es que las calculaciones de transferencia térmica se vuelven más complicadas con hervir y cambio de fase. Es posible que Aspen use valores un poco diferentes que las calculaciones para las capacidades de calor u otros valores. Se determinaron los valores de forma experimental en el MSRE, pero es posible que Aspen no se calcule las cantidades en la misma forma.

En continuar el balance térmico, se encontró que un sistema con el reactor de Westinghouse requiere 225,247 m³/s de refrigerante de agua cuando se usa las mismas temperaturas de operación que Westinghouse 414. Además, se determinó que un PWR similar al Westinghouse 414 necesita producir 12.55 MWth para producir bastante vapor de 260 °C para calentar el campus durante producción máxima. El uso de este tipo de reactor para producir vapor de 260 °C en vez de las calderas actualmente en campus puede ahorrar 6.8% de agua en el circuito durante producción máxima. Aspen Plus no tiene la habilidad de simular estas calculaciones a causa de las presiones altísimas en el sistema del PWR. También no se puede conectar el bloque de horno/calentador a fuego [furnace/fired heater] a otro sistema o fuente de calor.

Por medio de dividir el contenido energético de la corriente saliendo por la eficiencia térmica del reactor, se encontró que el sistema tiene una eficiencia de 89%, usando La Ecuación 7. Shultis y Faw proveen una tabla de resumen que define el poder específico del combustible en el PWR como 33 kW/kg uranio (Shultis & Faw, 2002). Basado en esta estimación, se reorganizó La Ecuación 8 y se calculó que un PWR de 12.55 MWth requiere aproximadamente 380 kg de uranio.

4.3.2 Producción de vapor de un MSR

Se usó 5% de calor perdido como calculado en la evaluación del MSRE para producción de vapor, para estimar la pérdida de calor a través del intercambiador primario y los intercambiadores en el sistema del generador de vapor en la evaluación del MSR. Como se mencionara en la sección 4.2,

un sistema con un reactor de sales fundidas que opera con las temperaturas especificadas en el diseño del MSRE tiene la habilidad de producir vapor de 537.8 °C y 6.98 kPa. Vapor con estas condiciones en este sistema requiere aproximadamente 12,326 kg/h de agua para calentar el campus durante producción máxima. Se hizo una simulación en Aspen que estimó que el requisito de 11.1 millones J/s necesita 12,710 kg/h en este sistema. Los descubrimientos equiparan a un promedio ahorro de agua de 20.1%.

Para producir esta cantidad de vapor de 537 °C con las temperaturas especificadas en el diseño del MSRE, se encontró que el flujo de refrigerante de sal requerido es 490,891 kg/h, y el flujo de combustible es 876,237 kg/h –esto corresponde a aumentos en los flujos del diseño del MSRE, como un aumento de 21.2% en el flujo de refrigerante y un aumento de 36.9% en el flujo de combustible. Con estos flujos y las temperaturas del MSRE, se encontró que la producción térmica del reactor es 12.16 MWth, y la eficiencia térmica es 91.8%. Otra vez, Aspen no tiene la habilidad de simular esta calculación a causa de las restricciones de los bloques.

En el diseño original del MSRE con un reactor de 10MWth, el circuito del combustible contuvo 2.07 m³ de combustible. Según los datos dados en el reporte del MSRE, el combustible fue 0.009 mol% tetrafluoruro de uranio (Robertson, 1965). Usando La Ecuación 8, se calculó un poder específico de aproximadamente 43.9 kW/kg uranio. Usando este poder específico, el reactor de 12.16 MWth, la producción térmica requerida para calentar el campus, requiere aproximadamente 276 kg de uranio. Se pueden encontrar calculaciones detalladas en Apéndice A.4.

4.3.3 Ventajas del MSR

Las calculaciones de las secciones anteriores muestran que el uso de un reactor nuclear como una fuente de calor en el circuito de producción de vapor ahorraría agua en el proceso. También muestra que se puede ahorrar todavía más agua con el uso de un reactor de sales fundidas, sino también con una producción térmica y un inventario de uranio más bajos. Además de estas ventajas, la operación de un reactor de agua a presión requiere la operación a presiones muy altas: aproximadamente 15,502 kPa para prevenir que el agua en reactor hierva (Shultis & Faw, 2002). Diferente del PWR, un MSR y el uso de combustibles y refrigerantes de sales permiten operación entre 34.47 y 379 kPa. Al operar a presiones más bajas, se elimina la necesidad de usar una máquina especial que pueda resistir la presión extrema. Además, con un PWR, es necesario cerrar el reactor completamente por lo menos una vez cada año para reemplazar las barras de combustible a causa de la acumulación de los productos de fisión. La naturaleza fluida del combustible en un reactor de sales fundidas permite que los productos de fisión sean eliminados por un sistema de gases de descarga basado en helio dentro de la bomba (Robertson, 1965). Se puede añadir otras operaciones de unidad al circuito para procesar el resto de los productos de fisión que no se pueden quitar por el sistema de gases de descarga. También se puede sacar o añadir cantidades pequeñas del combustible por un puerto en el cubrimiento del reactor para reprocesar el combustible constantemente sin cerrar el reactor (Robertson, 1965). Sin cerrar el reactor, el sistema puede operar por un largo período de tiempo, lo que es importante en los meses durante el invierno cuando el campus requiere calefacción constantemente para prevenir que la tubería no se congele, y para mantener condiciones cómodas en los edificios para los estudiantes y la facultad. La Tabla 3 muestra un resumen de las ventajas de usar un MSR en vez de un PWR.

	PWR	MSR
Agua requerida (kg/hr)*	14,762	12,311
Producción térmica del reactor (MW)*	12.5	12.1
La presión de operación (kPa)	15,511	Atmosférica
Poder específico de U (kW/kg U)	33	44

Tabla 3: MSR v. PWR, *Indica un valor calculado en las necesidades de calefacción de WPI

4.4 El diseño y dimensiones de la red de intercambiadores de calor

Las calculaciones de la sección 4.3 mostraron que el reactor de sales fundidas fue la mejor opción que un PWR para la producción de vapor en campus. Por eso, se completó el diseño de la red de intercambiadores de calor para un sistema con un MSR que puede proveer la calefacción máxima a WPI. Las calculaciones se encontraron que el sistema con un MSR produce un flujo de 12,326 kg/h de vapor sobrecalentado de 6.89 kPa y 537.8 °C, un flujo de refrigerante de 490,891 kg/h, y un flujo de combustible de 876,237 kg/h. Luego se diseñaron las dimensiones de la red de intercambiadores de calor basado en estos flujos y las temperaturas en el reporte del MSRE. Todos los intercambiadores en la red son de carcasa y tubos de intercambio porque el MSRE demostró la habilidad de usar uno en un sistema con un reactor de sales fundidas. Se determinaron las dimensiones el tallaje usando un sistema de ecuaciones en combinación con notas de la clase de ChE 4404 en WPI para estimar parte del coeficiente térmico que determina el diámetro de las carcasas para acomodar bien el número de tubos calculados (Starr, 2014). Para facilitar la calculación de los coeficientes térmicos, se mantiene las condiciones del MSRE: el refrigerante de sal es el fluido en el lado del tubo en cada intercambiador, y los tubos son hechos de Hastelloy N. Además de facilitar la calculación del coeficiente térmico, el uso del mismo material es apoyado por la operación exitosa del MSRE.

4.4.1 Las dimensiones del intercambiador de calor primario

Para determinar el área de transferencia de calor total requerido en el intercambiador de calor primario, fue necesario calcular el coeficiente térmico. El coeficiente térmico total es la suma del inverso de tres resistencias, como se describe La Ecuación 10. La primera resistencia es la medida de transferencia de calor a través de una capa fina del fluido del lado del tubo, inmediatamente adyacente a la pared interna del tubo. La segunda es la resistencia a la transferencia de calor a través del material del tubo, y la última es la resistencia a la transferencia de calor a través de una capa fina del fluido del lado del casco, inmediatamente adyacente a la pared externa del tubo. Para el intercambiador primario, se puede asumir el mismo coeficiente térmico total que el MSRE porque comparten materiales y diseños con geometrías similares. Se determinó el coeficiente térmico total usando la transferencia de calor, la diferencia de temperatura logarítmica de promedio, y el área total definidos en el reporte del MSRE. Se encontró que el valor del coeficiente es 4,292 kJ/kg·K. En diseñar el intercambiador primario para nuestro proyecto, la diferencia de temperatura logarítmica de promedio y el coeficiente térmico total fueron los mismos que aquellos

usados en el MSRE, y la transferencia de calor fue calculada en la sección 4.3.2. Por eso, se encontró que el área de transferencia de calor requerido es 28.2 m^2 . Al escoger un diámetro de 2.54 cm , una longitud recta de 3.04 metros , y un sistema de dos pasos con U-tubos, el número de tubos requeridos fue 58. Se añadió 10% más área, como es recomendado por el diseño heurístico, por eso el área actual es 31.03 m^2 que equipa a 58 tubos del diámetro de 2.54 cm , y una longitud

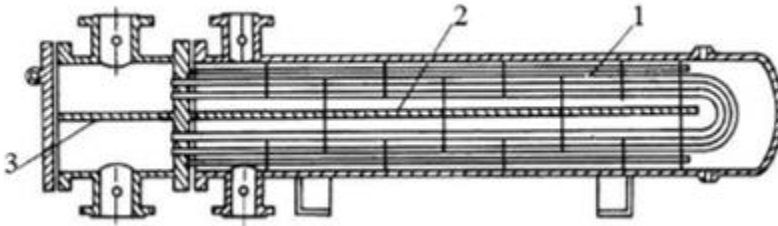


Figura 11: Un diseño para un intercambiador con tubos en la forma de U

de 3.35 m . Se muestra la configuración de un intercambiador de U-tubos en la Figura 11. Se escogió Hastelloy N como el material de construcción porque tiene la habilidad de resistir corrosión y expansión y contracción en temperaturas altas (Haynes International, 2008). Además, el material fue usado en el intercambiador primario del MSRE, por eso ha demostrado su habilidad de resistir las condiciones duras del sistema con sal fundida (Haubenreich & Engel, 1970).

4.4.2 Las calculaciones para los sobrecalentadores A/B

El sobrecalentador es la última parte de la sección de generación de vapor, donde se calienta el vapor a 537.8 °C . Las calculaciones de las dimensiones para este intercambiador fueron similares a las del economizador, y utilizaron las mismas ecuaciones para determinar el coeficiente térmico de la capa exterior. Se probó una variedad de diámetros para las calculaciones, pero ninguno resultó en una longitud razonable. Por eso, se ajustó la diferencia de temperatura logarítmica de promedio para obtener resultados más razonables. Por ello, se dividió el sobrecalentador en dos unidades independientes, en lo que se refiere a la corriente de agua. Para mantener el perfil de temperaturas del circuito de refrigerante de sal, se dividió la corriente del refrigerante para que los intercambiadores sean colocados en paralelo en lo que se refiere al refrigerante

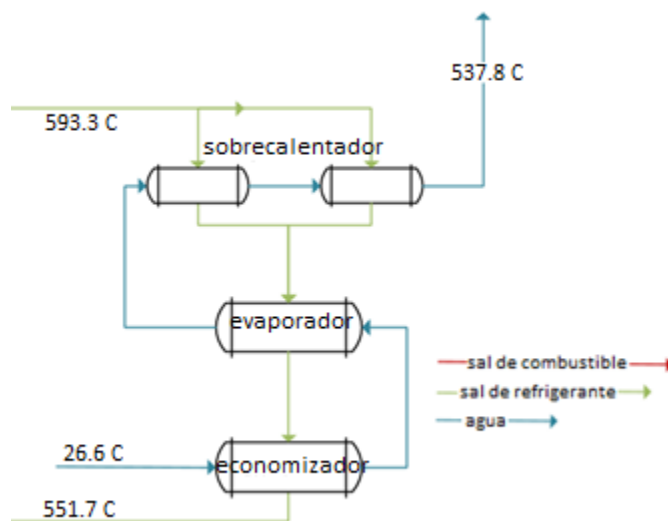


Figura 12: El diseño para la producción de vapor con dos sobrecalentadores

de sal. Se muestra un diagrama de este diseño en la Figura 12.

El ajuste del diseño del sobrecalentador hace que los resultados sean razonables. Se calcularon los coeficientes de la capa exterior otra vez usando las Ecuaciones 11-15. También se usó el sistema de ecuaciones mencionado en las calculaciones para el intercambiador primario para resolver para el área requerida en cada intercambiador y el número de tubos. En el primer sobrecalentador, donde se calienta el vapor de saturación a 337 °C , el área requerida es 18.4 m^2 , lo que equipara a 36 tubos

con dos pasos y un diámetro de 0.75 pulgadas. Con el 10% del área adicional, la longitud final de los tubos es 4.69 metros para el primer sobrecalentador. Para el segundo sobrecalentador, donde se calienta el vapor de 337 °C a la temperatura de salida, 537.8 °C, otra vez las calculaciones principales resultaron en resultados un poco irrazonables. Se solucionó este problema en aumentar el número de pasos de 2 a 4. Con 4 pasos, se calculó el área requerida de 26.3 m² y 36 tubos de cuatro pasos y un diámetro de 1.9 centímetros. El casco de estos tubos tiene un diámetro de 20.3 centímetros. Con la adición de 10% de área, la longitud final de los tubos es 3.35 m.

4.4.3 Las calculaciones para las dimensiones del evaporador

En el evaporador, el calor latente del agua saturada viene de la corriente de refrigerante –el refrigerante calienta el agua saturada al punto de vaporización para crear vapor saturado. Es mucho más complicado determinar el coeficiente de la capa exterior a causa de la ebullición en el economizador. Cuando se considera un fluido hirviendo, es necesario considerar las fases diferentes durante evaporación. Primero, el agua hierve por núcleo, en que burbujas pequeñas de vapor se empiezan a formar y una por una subir fuera de la superficie del tubo. Luego es la transición, en que se forman burbujas más grandes más rápidamente, y se evaporan fuera del líquido. Por fin, el agua hierve por la capa, en que una capa completa de vapor reemplaza el líquido en la superficie del tubo. A causa de estos pasos diferentes, no se puede estimar el coeficiente de la capa exterior en la misma manera que la del economizador. Debido a limitaciones en el tiempo, se estimó el coeficiente para el economizador usando la Figura 10: 620 W/m·K. Con este coeficiente y un diámetro de 1.9 centímetros, se usó el sistema de ecuaciones para las dimensiones del economizador. Se calcularon un área requerida de 13.1 m² y 36 tubos, encerrados en un casco de 20.32 centímetros. Con el factor de 10% para seguridad, la longitud total es 3.35 metros.

4.4.4 Las calculaciones para el tallaje del economizador

El economizador es la primera parte de la serie de intercambiadores en el sistema de producción de vapor. En este intercambiador, se calienta el agua de 260 °C a la temperatura de saturación, 170 °C. Se utiliza la parte más fría de la corriente de refrigerante porque requiere la cantidad más baja de calor. Se intercambia aproximadamente 1.39 millones J/s. Para calcular el área requerida para la transferencia de calor, se determinó el coeficiente térmico total. A partir del intercambiador primario, no se puede aplicar el valor calculado con datos del MSRE en esta calculación porque el fluido del lado del casco no es el combustible de sal. Para determinar el coeficiente de la capa exterior, se usaron las Ecuaciones 13 y 14, provistas en *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (9.6 Empirical Correlations: External Free Convection Flows; 9.6.3 The Long Horizontal Cylinder, 2011). Se escogió un diámetro de 4.44 centímetros, y se determinó un coeficiente de 903 W/m·K. Se creó un sistema de ecuaciones usando las Ecuaciones 6, 8-12, y las ecuaciones para áreas interiores y exteriores para determinar el número de tubos y la longitud de los tubos. Se encontró que el área requerida es 13.2 m², lo que equipara a 22 tubos de dos pasos. Este número de tubos requiere un casco de 25.4 centímetros, basada en los gráficos provistos en la clase de ChE 4404 (Starr, 2014). Con la adición de 10% en el área, la longitud final de los tubos es 3.3 m.

4.4.5 La comparación con la superficie del sistema actual de calderas

Para comparar el sistema del MSR diseñado para nuestro proyecto al sistema actual en WPI, y mostrar el impacto de usar un MSR, se comparó a superficie de cada diseño. Usando los diámetros calculados para los cascos como el ancho, y las longitudes de los tubos para la longitud, se calcularon la superficie requerida para cada intercambiador en el sistema del MSR. Se encontró que el intercambiador primario, el evaporador, el economizador, los sobrecalentadores A y B

requieren 0.93, 7.33, 0.68, 0.99, y 0.68 m², respectivamente. Esto suma el valor de 4.13 m² para todo el sistema de intercambiadores con un MSR, pero no considera la superficie requerida para obtener acceso al equipo para mantenerlo.

La superficie del sistema de calderas actual en WPI fue desconocida, por eso se estimó la superficie usando información de un fabricante de calderas industriales: Hoval. En el manual de Hoval de las opciones de calderas industriales, se especifican la longitud de la base y el ancho de cada tipo. La caldera más pequeña de Hoval, lo que tiene una capacidad de 7.8 BTU.hr, tiene dimensiones de 3480 mm por 1700 mm (Hoval, 2013). Por eso, la superficie requerida para esta caldera es 5.9 m². WPI requeriría cuatro de estas calderas, por lo mínimo, para cumplir con las necesidades de la calefacción del campus, lo que significa el sistema total requeriría 23.8 m² –cinco veces más espacio que el sistema del MSR. Actualmente hay tres calderas en el Power House, pero la calculación sirve como un entendimiento general para el espacio requerido para cada tipo de sistema de producción de vapor. La diferencia entre los requisitos de superficie es de alto impacto para el análisis e implementación del futuro.

La Figura 13 muestra los aspectos generales del diseño de cada intercambiador de calor:

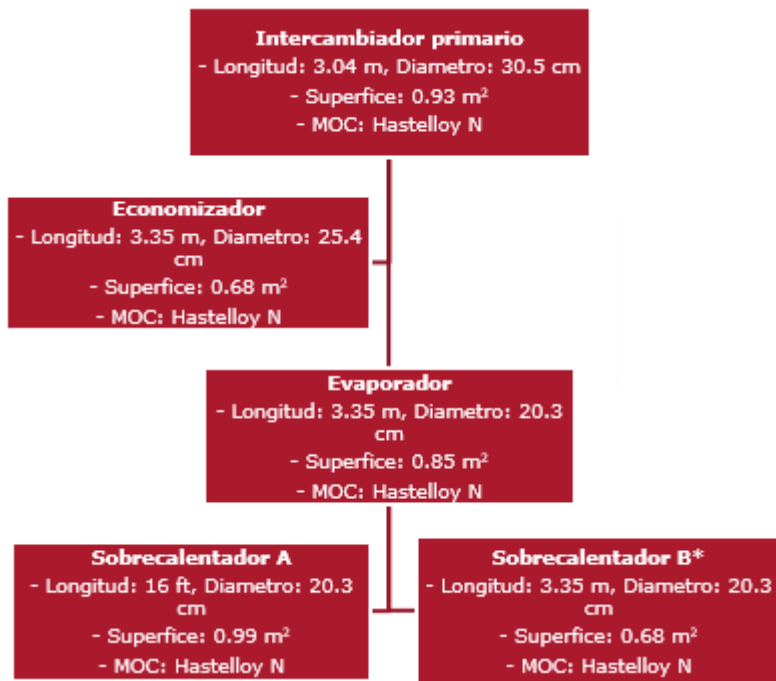


Figura 13: El diseño para la red de intercambiadores para el sistema del MSR

CONCLUSIÓN Y RECOMENDACIONES

Después de determinar la calefacción requerida en WPI y evaluar y diseñar un sistema de producción de vapor, se puede concluir que un reactor de sales fundidas es una solución seductora para resolver los problemas del sistema actual. MSR's presentan ventajas económicas, tecnológicas y medioambientales. Nuestro proyecto fue el primer paso en evaluar el uso de un MSR para la producción de vapor y la posibilidad de implementar un MSR en un campus de una universidad. Hay muchos pasos siguientes para continuar las investigaciones y eventualmente implementar la construcción. Se categorizó las recomendaciones para trabajos del futuro en dos partes: el diseño del circuito y la implementación en campus. Las investigaciones sobre el diseño del circuito se deben enfocar en mejorar y refinar cada aspecto del diseño del sistema de producción de vapor. La implementación en campus se debe enfocar en los aspectos económicos y políticos asociados con un reactor nuevo, así como los planes de instalación y operación.

Como fue mencionado, nuestro proyecto fue el primer paso en diseñar un circuito de producción de vapor para WPI, usando un MSR como una fuente de calor. Las investigaciones del futuro se deben enfocar en aprovechar cada aspecto del diseño presentado en nuestro proyecto. Porque el diseño del MSRE no puede satisfacer las necesidades de calefacción en WPI, es necesario diseñar un reactor nuevo para el campus. Se determinó la producción térmica adecuada para el reactor, además los flujos de combustible y refrigerante. Pero se debe continuar investigaciones en el diseño del núcleo y el amplio del reactor de 10MW a 12MW. Más que eso, el MSRE concluyó en los 1960s, menos de veinte años después del comienzo de investigaciones sobre energía nuclear. Hoy en día, 50 años más tarde, no hay duda que hay mejoras potenciales en el diseño del núcleo. Las investigaciones futuras también se deben enfocar en el diseño del sistema entero: tanques de contención, válvulas de congelación, bombas, tubería, etc. El uso de un MSR presenta una opción interesante para el diseño de las bombas. Un estudio, presentado en el *International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment* en 2010, investigó la posibilidad de bombas auto operativas con el uso de la naturaleza convectiva y electromagnética de las sales fundidas (Etay, Fireteanu, Fautrelle, & Roman, 2010). Esto presenta otra ventaja del diseño del sistema con un MSR porque mejora la seguridad y reduce los costos de electricidad.

Además del diseño del equipo, hay posibilidades para mejorar mucho la tecnología del combustible y el material de construcción en el sistema del MSR. Un aspecto importante en usar un reactor nuclear en el campus no solo radica en determinar el mejor combustible en términos de composición, sino también los materiales de construcción para que sean eficiencias de costes. El MSRE investigó muchos tipos de combustibles antes de terminar sus funciones, cada uno tuvo composiciones diferentes de fluoruro de berilio, fluoruro de litio, fluoruro de zirconio, fluoruro de torio, y tetrafluoruro de uranio (Haubenreich & Engel, 1970). Se debe continuar estas investigaciones para determinar la mejor opción para WPI. También se puede continuar las investigaciones sobre los materiales en el núcleo y otro equipo. Aunque el MSRE usó Hastelloy N exitosamente, es muy caro. Es posible que hoy en día hay materiales más baratos y efectivos que se puede usar en el diseño para WPI.

Por fin, en las investigaciones sobre el diseño del circuito, es importante usar un software de simulación que tiene la habilidad de simular química nuclear, temperaturas altas, y las propiedades únicas de sales fundidas. El software de simulación de Aspen Plus nos dio un entendimiento básico de algunas propiedades térmicas en el vapor y el generador de vapor. Pero, tuvimos dificultades

en simular la transferencia de calor con sales fundidas, por eso no pudimos simular el sistema entero del MSR. Para diseñar el mejor sistema para WPI, es importante usar otro software más avanzado para probar diseños.

Después de diseñar el sistema entero, WPI puede empezar el proceso de implementar el reactor en el campus. La implementación también requiere investigaciones extensivas. Antes de construir el reactor en el campus, se deben enfocar en muchos aspectos de implementación. Primero, con el diseño con los materiales y equipo necesario, es importante hacer un análisis de costes para el proyecto, incluyendo construcción, instalación, y costes laborales. Un análisis de costes también ayuda en la comparación entre el sistema actual en WPI y el sistema del MSR para determinar los beneficios del MSR económicamente. Más que eso, hay muchos requisitos para autorización para centrales químicas, especialmente para reactores nucleares. Después de establecer las dimensiones del reactor, se debe empezar investigaciones sobre la ubicación del reactor en el campus, la conexión al sistema actual, las regulaciones de usar el reactor en el campus. Implementación es muchos años en el futuro, por eso hay bastante tiempo para que los empleados del Power House reciban el entrenamiento necesario.

En general, el MSR es una tecnología prometedora para la producción de vapor en WPI. Aunque hay muchos pasos e investigaciones futuros antes de implementar un reactor actual en el campus, nuestro proyecto ha mostrado que es importante considerar la tecnología de MSR como opción para mejorar la producción de vapor en WPI. Mas importante, la implementación de un reactor nuclear para la producción de vapor en un campus universitario tendría un impacto significativo en el mundo de tecnología. WPI tiene una tradición de innovación y siempre se esfuerza por estar en la vanguardia de avances tecnológicos. En traer un MSR al campus, WPI continuaría esta tradición.

REFERENCIAS

- 9.6 Empirical Correlations: External Free Convection Flows; 9.6.3 The Long Horizontal Cylinder. (2011). In T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera, & D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed., pp. 604-613). United States: John Wiley & Sons, Inc.
- Adames, A. A. (2010). *Design Considerations of a 15kW Heat Exchanger for the CSPonD Project*. Boston: Adrian A. Adams.
- AspenTech. (2014). *Reduce Capital Costs and Improve Efficiency by Sizing and Modeling Heat Exchangers in Aspen Plus and Aspen HYSYS*. Retrieved from AspenTech Support.
- Clark, W. M. (2014). *Review of Heat Transfer*. Retrieved from blackboard.wpi.edu: https://my.wpi.edu/webapps/portal/frameset.jsp?tab_tab_group_id=_2_1&url=%2Fwebapps%2Fblackboard%2Fexecute%2Flauncher%3Ftype%3DCourse%26id%3D_66853_1%26url%3D
- Environmental Protection Agency. (2013). *Climate Change and Indicators in the United States*.
- Etay, J., Fireteanu, V., Fautrelle, Y., & Roman, C. (2010). *Electromagnetic Pumping of Molten Salts*. International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment.
- Fishlock, D. (2006). Voyage of the PWR. *Nuclear Engineering International*, 38-40.
- Generation IV International Forum. (2013). *Annual Report 2013*.
- Grudzinski, B. (2014, November 18). Further Power House Information. (K. Devaney, Interviewer)
- Grudzinski, B. (2014, November 7). WPI Power House Steam Production Information. (K. Devaney, Interviewer)
- Hargraves, R., & Moir, R. (2010). Liquid Fluoride Thorium Reactors - An old idea in nuclear power gets reexamined. *American Scientist*, 304-313.
- Haubenreich, P. N., & Engel, J. R. (1970). Experience With the Molten Salt Reactor Experiment. *Nuclear Applications and Technology*, 118-136.
- Haynes International. (2008). *Hastelloy X Alloy*. Kokomo, IN: Haynes International Global Headquarters.
- Holdren, J. P. (1991). *Population and the Energy Problem*.
- Hoval. (2013). Industrial Boilers. Lichtenstein.
- Ignatiev, V., Feynberg, O., Gnidoi, I., Merzlyakov, A., Surenkov, A., Uglov, V., . . . Osipenko, A. (2014). Molten salt actinide recycler and transforming system without and with Th-U

- support: Fuel cycle flexibility and key material properties. *Annals of Nuclear Energy*, 64, 408-420.
- Kok, K. D. (2009). *Nuclear Engineering Handbook*. New York: CRC Press.
- Nuclear Regulatory Commission. (2014, October 6). *Storage of Spent Nuclear Fuel*. Retrieved from U.S. NRC: <http://www.nrc.gov/waste/spent-fuel-storage.html>
- Power Reactors*. (2013, December). Retrieved from United States Nuclear Regulatory Commission: <http://www.nrc.gov/reactors/power.html>
- Robertson, R. C. (1965). *MSRE Design and Operations Report Part I Description of Reactor Design*. Oak Ridge National Laboratory. Oak Ridge, TN: Oak Ridge National Laboratory.
- Rosenthal, M. W., Kasten, P. R., & Briggs, R. B. (1970). Molten-salt Reactors - History, Status, and Potential. *Nuclear Applications & Technology*, 107-117.
- Shultis, J. K., & Faw, R. E. (2002). *Fundamentals of Nuclear Science and Engineering*. New York: Marcel Dekker, Inc.
- Spirax-Sarco. (2014). *Steam Tables*. Retrieved from Spirax Sarco USA: <http://www2.spiraxsarco.com/us/resources/steam-tables.asp>
- Starr, T. (2014, November 24). CHE 4404 Lecture on Heat Exchanger Sizing. Worcester, MA.
- Teir, S. (2003). Basics of Steam Generation. In S. Teir, *Steam Boiler Technology eBook* (2 ed.). Energy Engineering and Environmental Protection Publications.
- The National Academy of Sciences. (2014). *What you Need to Know about Energy- Emerging Technologies*. Retrieved from <http://needtoknow.nas.edu/energy/energy-sources/emerging-technologies/>
- Theriault, K. (2009). Boiling Water Reactors (BWRs). In K. D. Kok (Ed.), *Nuclear Engineering Handbook* (eBook ed., pp. 83-139). CRC Press.
- Transatomic Power Corporation. (2014, October). Retrieved from Transatomic Power: <http://transatomicpower.com/>
- Turton, R., Bailie, R. C., Whiting, W. B., Shaeiwitz, J. A., & Bhattacharyya, D. (2012). *Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes* (Kindle Fire ed.). Boston: Prentice Hall.
- Turton, R., Bailie, R., Whiting, W., Shaeiwitz, J., & Bhattacharyya, D. (2013). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. Boston: Prentice Hall.
- U.S. Energy Information Administration (EIA). (2014). *International Energy Outlook 2014*. Washington, DC: EIA.
- Westinghouse Electric Corporation Water Reactor Divisions. (1984). *The Westinghouse Pressurized Water Reactor Nuclear Power Plant*.

- Wood, J. (2007). *Nuclear Power*. Institution of Engineering and Technology.
- Worcester Polytechnic Institute. (2014, Dec 12). *Campus Maps*. Retrieved from wpi.edu: http://www.wpi.edu/Images/CMS/University-About/WPI_2-D_Map_2014__web.pdf
- World Nuclear Association. (1996). *Physics of Uranium and Nuclear Energy*. Retrieved from <http://www.world-nuclear.org/info/Nuclear-Fuel-Cycle/Introduction/Physics-of-Nuclear-Energy/>
- World Nuclear Association. (2014, October 8). *Supply of Uranium*. Retrieved from World Nuclear Association: <http://www.world-nuclear.org/info/Nuclear-Fuel-Cycle/Uranium-Resources/Supply-of-Uranium/>
- World Nuclear Association. (2014, November). *World Energy Needs and Nuclear Power*. Retrieved from World Nuclear Association: <http://www.world-nuclear.org/info/Current-and-Future-Generation/World-Energy-Needs-and-Nuclear-Power/>

APÉNDICE A: Las calculaciones del balance térmico y energético

A.1 Las necesidades para la calefacción del campus

Steam characteristics

Saturated Steam

$$P := 100 \quad \text{psi}$$

$$T_{\text{sat}} := 338 \quad \text{°F}$$

$$H_{\text{sat}} := 1190.22 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Steam production rates during cold season

$$w_{\text{min}} := 8000 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$w_{\text{max}} := 32000 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$w_{\text{ave}} := 25000 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Thermal energy requirements on campus

$$Q_{\text{min}} := w_{\text{min}} \cdot H$$

$$Q_{\text{min}} = 9.522 \times 10^6 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{ave}} := w_{\text{ave}} \cdot H$$

$$Q_{\text{ave}} = 2.976 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{max}} := w_{\text{max}} \cdot H$$

$$Q_{\text{max}} = 3.809 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

A.2 La producción de vapor del MSRE

MSRE System Specifications as defined in MSRE Design and Operations Report (Robertson, 1965)

Fuel Characteristics

$$V_f := 1200 \quad \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

$$\rho_f := 134 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pf} := 0.47 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Coolant Salt Characteristics

$$V_c := 850 \quad \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

$$\rho_c := 120 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pc} := 0.53 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Reactor (r) Specifications

$$Q_{rMW} := 10 \quad \text{MW}$$

$$T_{in,rf} := 1175 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{out,rf} := 1225 \quad ^\circ\text{F}$$

Primary Heat Exchanger (px) Specifications

$$Q_{hkW} := 30 \quad \text{kW}$$

Fuel on shell side

$$T_{in,pxf} := 1225 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{out,pxf} := 1175 \quad ^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{EMW}} := 10 \quad \text{MW}$$

Coolant on tube side

$$T_{\text{in.pxc}} := 1025 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{out.pxc}} := 1100 \quad ^\circ\text{F}$$

*Steam Generator (sg) Specifications**

$$T_{\text{in.sgc}} := 1100 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{out.sgc}} := 1025 \quad ^\circ\text{F}$$

* In the original Molten Salt Reactor Experiment the coolant salt passed through a radiator where the heat was allowed to dissipate from the stream into air. To achieve steam generation, we are replacing the radiator with a steam generator but maintaining the same inlet and outlet conditions.

Steam Generation Specifications

Superheated Steam

$$T_s := 1000 \quad ^\circ\text{F}$$

$$P_s := 100 \quad \text{psi}$$

$$H_{s,1000} := 1531.75 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q_{\text{need}} := 3.809 \cdot 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$C_{\text{psat.steam}} := 0.59 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$C_{\text{psup.steam}} := 0.52 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$C_{\text{psteam}} := \frac{C_{\text{psat.steam}} + C_{\text{psup.steam}}}{2}$$

$$C_{p\text{steam}} = 0.555 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot (^\circ\text{F})}$$

$$C_{p\text{feedwater}} := 0.998 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot (^\circ\text{F})}$$

$$\lambda_w := 881.04 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$T_w := 80 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{sat}} := 338 \quad ^\circ\text{F}$$

Unit Conversions

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{MW}$$

$$V_{\text{ft}^3/\text{hr}} := 8.021 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad \left(\frac{\text{Gal}}{\text{min}} \right)$$

$$Q_r := Q_{\text{MW}} Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_r = 3.412 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_f := Q_{\text{MW}} Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_f = 3.412 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{hMW}} := \frac{Q_{\text{hkW}}}{1000}$$

$$Q_{\text{hMW}} = 0.03 \quad \text{MW}$$

$$Q_h := Q_{\text{hMW}} Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_h = 1.024 \times 10^5 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$m_f := V_f \cdot V_{ft3} \cdot \rho_f$$

$$m_f = 1.29 \times 10^6 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

$$m_c := V_c \cdot V_{ft3} \cdot \rho_c$$

$$m_c = 8.181 \times 10^5 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

Heat Loss in Primary Heat Exchanger

$$Q_c := m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{\text{out, pxc}} - T_{\text{in, pxc}})$$

$$Q_c = 3.252 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_f = 3.412 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss}} := \frac{(Q_f + Q_h) - Q_c}{Q_f + Q_h}$$

$$Q_{\text{loss}} = 0.0498 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Steam Generated

$$Q_c = 3.252 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Assume same heat loss as in primary heat exchanger

$$Q_{\text{loss}} = 0.05$$

$$Q_w := Q_c \cdot (1 - Q_{\text{loss}})$$

$$Q_w = 3.09 \times 10^7$$

Guess

$$m_w = 20000$$

Given

$$Q_{\text{econ}} := m_w (C_{p\text{feedwater}}) (T_{\text{sat}} - T_w)$$

$$Q_{\text{evap}} := m_w \lambda_w$$

$$Q_{\text{super}} := m_w (C_{p\text{steam}}) (T_s - T_{\text{sat}})$$

$$Q_w = Q_{\text{econ}} + Q_{\text{evap}} + Q_{\text{super}}$$

$$\text{Find}(Q_{\text{econ}}, Q_{\text{evap}}, Q_{\text{super}}, m_w) = \begin{pmatrix} 5.15 \times 10^6 \\ 1.762 \times 10^7 \\ 8.133 \times 10^6 \\ 2 \times 10^4 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \\ \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \end{pmatrix}$$

$$m_w = 2 \times 10^4$$

$$Q_{\text{steam.MSRE}} := m_w H_s.1000$$

$$Q_{\text{steam.MSRE}} = 3.063 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{need}} - Q_{\text{steam.MSRE}} = 7.455 \times 10^6 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

MSRE can not meet current campus needs.

A.3 La producción de vapor del PWR

Westinghouse 414 PWR System Design

Reactor

$Q_{r,MW,414} := 3819$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$T_{in,c,r} := 557.5$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{out,c,r} := 618.5$	$^{\circ}\text{F}$
$m_{c,r} := 138400000$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$C_{p,c} := 1.37$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}}$

Steam Generator

$T_{in,c,sg} := 621$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{out,c,sg} := 558$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{w,414} := 462$	$^{\circ}\text{F}$
$T_{s,414} := 561$	$^{\circ}\text{F}$
$m_{c,sg} := 35075000$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$m_{s,414} := 3813000$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$C_{pw414} := 1.13$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}}$
$\lambda_{1100} := 628.13$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$
$C_{ps414} := 1.31$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^{\circ}\text{F}}$
$T_{sat,414} := 558$	$^{\circ}\text{F}$

Unit Conversions

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \text{MW}$$

$$V_{\text{ft}^3 \text{ hr}} := 8.021 \quad \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}} \quad \left(\frac{\text{Gal}}{\text{min}} \right)$$

$$Q_{r.414} := Q_{r.MW.414} \cdot Q_{\text{BTU}}$$

$$Q_{r.414} = 1.303 \times 10^{10} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Westinghouse 414 heat losses

Reactor

$$Q_{r.414} = 1.303 \times 10^{10} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{cool.r}} := m_{c.r} \cdot C_{p.c} \cdot (T_{\text{out.c.r}} - T_{\text{in.c.r}})$$

$$Q_{\text{cool.r}} = 1.157 \times 10^{10} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss.r}} := \frac{Q_{r.414} - Q_{\text{cool.r}}}{Q_{r.414}}$$

$$Q_{\text{loss.r}} = 0.112 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Steam Generator

$$Q_{\text{cool.sg}} := m_{c.sg} \cdot C_{p.c} \cdot (T_{\text{in.c.sg}} - T_{\text{out.c.sg}})$$

$$Q_{\text{cool.sg}} = 3.027 \times 10^9 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{steam.sg}} := m_{s.414} \cdot [C_{pw.414} \cdot (T_{\text{sat.414}} - T_{w.414}) + \lambda_{1100} + C_{ps.414} \cdot (T_{s.414} - T_{\text{sat.414}})]$$

$$Q_{\text{steam.sg}} = 2.824 \times 10^9 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss.sg}} := \frac{Q_{\text{cool.sg}} - Q_{\text{steam.sg}}}{Q_{\text{cool.sg}}}$$

$$Q_{\text{loss.sg}} = 0.067$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$

Campus steam generation design

$$Q_{\text{need}} := 38087040$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$

$$T_s := 500$$

$^{\circ}\text{F}$

$$P_s := 100$$

psi

$$H_s := 1277.37$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$

$$T_{\text{feed}} := 80$$

$^{\circ}\text{F}$

$$C_{\text{pfeed}} := 0.998$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$

$$T_{\text{sat}} := 338$$

$^{\circ}\text{F}$

$$C_{\text{p338}} := 0.59$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$

$$C_{\text{p500}} := 0.51$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$

$$C_{\text{ps}} := \frac{C_{\text{p500}} + C_{\text{p338}}}{2}$$

$$C_{\text{ps}} = 0.55$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$

$$\lambda_s := 881.04$$

$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$

$$m_s := \frac{Q_{\text{need}}}{H_s}$$

$$m_s = 2.982 \times 10^4 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q_w = m_s [C_{p\text{feed}}(T_{\text{sat}} - T_{\text{feed}}) + \lambda_s + C_{ps}(T_s - T_{\text{sat}})]$$

$$Q_w = 3.66 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{c,sg} := \frac{Q_w}{1 - Q_{\text{loss},sg}}$$

$$Q_{c,sg} = 3.924 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$m_c := \frac{Q_{c,sg}}{C_{p,c}(T_{\text{in},c,sg} - T_{\text{out},c,sg})}$$

$$m_c = 4.547 \times 10^5 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q_{c,r} = m_c \cdot C_{p,c}(T_{\text{out},c,r} - T_{\text{in},c,r})$$

$$Q_{c,r} = 3.8 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_r := \frac{Q_{c,r}}{1 - Q_{\text{loss},r}}$$

$$Q_r = 4.281 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{r,MW} := \frac{Q_r}{Q_{\text{BTU}}}$$

$$Q_{r,MW} = 12.546 \quad \text{MW}$$

A.4 Las calculaciones para la producción de vapor y el poder específico de un MSR

La producción de vapor de un MSR

MSR steam generation system design

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \frac{\text{MW}}{\text{MW}}$$

Fuel loop

$$C_{\text{pf}} := 0.47 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$$

$$T_{\text{in,fr}} := 1175 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out,fr}} := 1225 \quad \text{F}$$

Primary Heat Exchanger

$$Q_{\text{h}} := \frac{0.03}{Q_{\text{BTU}}} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{loss}} := 0.0498$$

Fuel on shell side

$$T_{\text{in,fp}} := 1225 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out,fp}} := 1175 \quad \text{F}$$

Coolant on tube side

$$T_{\text{in,ct}} := 1025 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out,ct}} := 1100 \quad \text{F}$$

Coolant loop

$$C_{\text{pc}} := 0.53 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{F}}$$

Steam Generator

$$T_{\text{in,cs}} := 1100 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out,cs}} := 1025 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{in,w}} := 80 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{out,s}} := 1000 \quad \text{F}$$

$$T_{\text{sat}} := 338 \quad \text{°F}$$

$$Q_{\text{loss.sg}} := 0.05$$

$$C_{\text{p.w}} := 0.998 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}}$$

$$C_{\text{p.s}} := 0.555 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{°F}}$$

$$P_s := 100 \quad \text{psi}$$

$$\lambda_s = 881.04 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$H_{\text{s.1000}} := 1531.75 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$Q_{\text{need}} := 32000 \cdot 1190.22$$

$$Q_{\text{need}} = 3.809 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Steam required for campus heating

$$m_s := \frac{Q_{\text{need}}}{H_{\text{s.1000}}}$$

$$m_s = 2.487 \times 10^4 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Reactor output required

$$Q_w = m_s [C_{\text{p.w}}(T_{\text{sat}} - T_{\text{in.w}}) + \lambda_s + C_{\text{p.s}}(T_{\text{out.s}} - T_{\text{sat}})]$$

$$Q_w = 3.745 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_c := \frac{Q_w}{1 - Q_{\text{loss.sg}}}$$

$$Q_c = 3.942 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$m_c := \frac{Q_c}{C_{pc}(T_{in,c,sg} - T_{out,c,sg})}$$

$$m_c = 9.916 \times 10^5 \quad \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$Q_c = 3.942 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_f := \frac{Q_c}{1 - Q_{loss}} - Q_b$$

$$Q_f = 4.148 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_r := \frac{Q_f}{Q_{BTU}}$$

$$Q_r = 12.157 \quad \text{MW}$$

$$\eta := \frac{Q_{need}}{Q_f}$$

$$\eta = 0.918$$

Poder específico del MSRE

$v_f := 73$	ft^3	Volume of fuel present in primary circulation system (per Design and Operations Report)
$\frac{\text{mm}}{\text{mm}} := \frac{25.94(0.65) + 47.01(0.291) + 167.21(0.05) + 314.02(0.009)}{1000} = 0.042$	$\frac{\text{kg}}{\text{mol}}$	molar mass of fuel
$\rho_f := 134$	$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$	density of fuel
$m_f := v_f \cdot \rho_f = 9782$	lb	
$9782 \text{ lb} = 4437 \text{ kg}$		
$\frac{m}{\text{mm}} = 4437$		mass of fuel in kg
$\frac{m}{\text{mm}} = 106333$	mol	
$U_{\text{mol}} := 0.009 \left(\frac{m}{\text{mm}} \right) = 956.993$	mol U	
$m_U := U_{\text{mol}} \frac{238.03}{1000} = 227.793$	kg U in MSRE	
$\frac{10 \cdot 1000}{227.793} = 43.9$	$\frac{\text{kW}}{\text{kg}}$	Specific power of MSRE fuel

APÉNDICE B: Los archivos de la entrada de Aspen

B.1 Las necesidades de calefacción del campus

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 21:43:08 Wed Dec 17, 2014

;Directory C:\ProgramData\AspenTech\Aspen Plus V8.2 Filename
C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\14\~ap835b.txt

;

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &
INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &
'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &
/ 'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLWSHEET

BLOCK B1 IN=1 OUT=2

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &

MASS-FLOW=32000. <lb/hr>

MOLE-FRAC WATER 1.

BLOCK B1 HEATER

PARAM PRES=100. <psig> VFRAC=1.

EO-CONV-OPTI

STREAM-REPOR MOLEFLOW

B.2 La producción de vapor del MSRE

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 09:28:25 Mon Dec 15, 2014

;Directory R:\WINDOWS\system\MQP\FIREHEATER

Filename

C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\6\~ape0d9.txt

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &
INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &
'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &
'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O /

LITHI-01 LIF /

BERYL-01 BEF2 /

URANI-01 UF4

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLOWSHEET

BLOCK PRIMARY IN=3 1 OUT=4 2

BLOCK STEAMGEN IN=5 OUT=6

BLOCK HEATER IN=4 OUT=9

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA REVIEW-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST DHVLB / PC / TC / VC / ZC

PVAL LITHI-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PVAL BERYL-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=1025. <F> PRES=47. <psig> &

VOLUME-FLOW=850. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.66 / BERYL-01 0.34 / &

URANI-01 0.

STREAM 3

SUBSTREAM MIXED TEMP=1225. <F> PRES=35. <psig> &

VOLUME-FLOW=1200. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.7 / BERYL-01 0.291 / &
URANI-01 0.009

STREAM 5

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &
MASS-FLOW=27000. <lb/hr>
MOLE-FRAC WATER 1. / LITHI-01 0. / BERYL-01 0. / &
URANI-01 0.

BLOCK HEATER HEATER

PARAM PRES=55. <psig> DUTY=30. <kW>

BLOCK STEAMGEN HEATER

PARAM PRES=100. <psig> DEGSUP=662. <F>

BLOCK PRIMARY HEATX

PARAM T-COLD=1100. <F> MIN-TAPP=1. <F>
FEEDS HOT=3 COLD=1
OUTLETS-HOT 4
OUTLETS-COLD 2

EO-CONV-OPTI

SENSITIVITY S-1

DEFINE SGDUTY BLOCK-VAR BLOCK=STEAMGEN VARIABLE=NET-DUTY &

SENTENCE=RESULTS

TABULATE 1 "SGDUTY"

VARY STREAM-VAR STREAM=5 SUBSTREAM=MIXED VARIABLE=MASS-FLOW

RANGE LOWER="8000" UPPER="10000" NPOINT="10"

STREAM-REPOR MOLEFLOW

PROPERTY-REP NOPARAM-PLUS

B.3 La producción de vapor del PWR

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 09:50:17 Mon Dec 15, 2014

;Directory R:\WINDOWS\system\MQP\FIREHEATER
C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\6\~ape6a5.txt

Filename

;

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &

'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &

/'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O /

LITHI-01 LIF /

BERYL-01 BEF2 /

URANI-01 UF4

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLOWSHEET

BLOCK PRIMARY IN=3 1 OUT=4 2

BLOCK STEAMGEN IN=5 OUT=6

BLOCK HEATER IN=4 OUT=9

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA REVIEW-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST DHVLB / PC / TC / VC / ZC

PVAL LITHI-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PVAL BERYL-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=1025. <F> PRES=47. <psig> &

VOLUME-FLOW=850. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.66 / BERYL-01 0.34 / &

URANI-01 0.

STREAM 3

SUBSTREAM MIXED TEMP=1225. <F> PRES=35. <psig> &

VOLUME-FLOW=1200. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.7 / BERYL-01 0.291 / &

URANI-01 0.009

STREAM 5

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &

MASS-FLOW=27000. <lb/hr>

MOLE-FRAC WATER 1. / LITHI-01 0. / BERYL-01 0. / &

URANI-01 0.

BLOCK HEATER HEATER

PARAM PRES=55. <psig> DUTY=30. <kW>

BLOCK STEAMGEN HEATER

PARAM PRES=100. <psig> VFRAC=1.

BLOCK PRIMARY HEATX

PARAM T-COLD=1100. <F> MIN-TAPP=1. <F>

FEEDS HOT=3 COLD=1

OUTLETS-HOT 4

OUTLETS-COLD 2

EO-CONV-OPTI

SENSITIVITY S-1

DEFINE SGDUTY BLOCK-VAR BLOCK=STEAMGEN VARIABLE=NET-DUTY &

SENTENCE=RESULTS

TABULATE 1 "SGDUTY"

VARY STREAM-VAR STREAM=5 SUBSTREAM=MIXED VARIABLE=MASS-FLOW

RANGE LOWER="12000" UPPER="18000" NPOINT="10"

STREAM-REPOR MOLEFLOW

PROPERTY-REP NOPARAM-PLUS

B.4 La producción de vapor de un MSR

;Input Summary created by Aspen Plus Rel. 28.0 at 10:07:22 Mon Dec 15, 2014

;Directory R:\WINDOWS\system\MQP\FIREHEATER

Filename

C:\Users\anhardin\AppData\Local\Temp\6\~ap884b.txt

;

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &
INVERSE-PRES='1/bar'

DEF-STREAMS CONVEN ALL

DATABANKS 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' / &
'APV82 INORGANIC' / NOASPENPCD

PROP-SOURCES 'APV82 PURE28' / 'APV82 AQUEOUS' / 'APV82 SOLIDS' &
/ 'APV82 INORGANIC'

COMPONENTS

WATER H2O /

LITHI-01 LIF /

BERYL-01 BEF2 /

URANI-01 UF4

SOLVE

RUN-MODE MODE=SIM

FLWSHEET

BLOCK PRIMARY IN=3 1 OUT=4 2

BLOCK STEAMGEN IN=5 OUT=6

BLOCK HEATER IN=4 OUT=9

PROPERTIES ELECNRTL

PROP-DATA REVIEW-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST DHVLB / PC / TC / VC / ZC

PVAL LITHI-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PVAL BERYL-01 32.5 / 689 / 3223 / 4220 / .5

PROP-DATA HOCETA-1

IN-UNITS MET PRESSURE=bar TEMPERATURE=C DELTA-T=C PDROP=bar &

INVERSE-PRES='1/bar'

PROP-LIST HOCETA

BPVAL WATER WATER 1.700000000

STREAM 1

SUBSTREAM MIXED TEMP=1025. <F> PRES=47. <psig> &

VOLUME-FLOW=850. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.66 / BERYL-01 0.34 / &

URANI-01 0.

STREAM 3

SUBSTREAM MIXED TEMP=1225. <F> PRES=35. <psig> &

VOLUME-FLOW=1200. <gal/min>

MOLE-FRAC WATER 0. / LITHI-01 0.7 / BERYL-01 0.291 / &

URANI-01 0.009

STREAM 5

SUBSTREAM MIXED TEMP=80. <F> PRES=100. <psig> &

MASS-FLOW=27000. <lb/hr>

MOLE-FRAC WATER 1. / LITHI-01 0. / BERYL-01 0. / &

URANI-01 0.

BLOCK HEATER HEATER

PARAM PRES=55. <psig> DUTY=30. <kW>

BLOCK STEAMGEN HEATER

PARAM PRES=100. <psig> DEGSUP=662. <F>

BLOCK PRIMARY HEATX

PARAM T-COLD=1100. <F> MIN-TAPP=1. <F>

FEEDS HOT=3 COLD=1

OUTLETS-HOT 4

OUTLETS-COLD 2

EO-CONV-OPTI

SENSITIVITY S-1

DEFINE SGDUTY BLOCK-VAR BLOCK=STEAMGEN VARIABLE=DUTY &

SENTENCE=PARAM

TABULATE 1 "SGDUTY"

VARY STREAM-VAR STREAM=5 SUBSTREAM=MIXED VARIABLE=MASS-FLOW

RANGE LOWER="10000" UPPER="14000" NPOINT="10"

STREAM-REPOR MOLEFLOW

PROPERTY-REP NOPARAM-PLUS

APÉNDICE C: Las calculaciones para el diseño del equipamiento

C.1 El intercambiador de calor primario

MSR Steam Generation Primary Heat Exchanger Design Characteristics

$\text{vol}_{c,\text{MSRE}} := 850$	$\frac{\text{Gal}}{\text{min}}$	
$V_{\text{ft}^3,\text{hr}} := 8.021$	$\frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$	
$\text{vol}_c := \text{vol}_{c,\text{MSRE}} \cdot V_{\text{ft}^3,\text{hr}} = 6.818 \times 10^3$	$\frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$	
$m_c := 9.916 \cdot 10^5$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	
$T_{\text{in},c} := 1025$	$^{\circ}\text{F}$	
$T_{\text{out},c} := 1100$	$^{\circ}\text{F}$	
$Q_{\text{fuel}} := 4.148 \cdot 10^7$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$	
$T_{\text{in},f} := 1225$	$^{\circ}\text{F}$	
$T_{\text{out},f} := 1175$	$^{\circ}\text{F}$	
$C_{p,f} := 0.47$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$	
$C_{p,c} := 0.53$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^{\circ}\text{F}}$	
$\rho_c := 120$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$	
$\Delta T_{\text{lm}} := \frac{[(T_{\text{in},f} - T_{\text{out},c}) - (T_{\text{out},f} - T_{\text{in},c})]}{\ln\left(\frac{T_{\text{in},f} - T_{\text{out},c}}{T_{\text{out},f} - T_{\text{in},c}}\right)} \cdot 0.97 = 133.007$		$^{\circ}\text{F}$
$k_c := 3.5$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^{\circ}\text{F}}$	
$\mu_c := 24$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}}$	

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

MSRE Primary heat exchanger overall heat transfer coefficient

$$Q_r := 10 \quad \text{MW}$$

$$Q_{\text{BTU}} := 3412142 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \quad \frac{\text{BTU}}{\text{MW}}$$

$$Q_R := Q_r \cdot Q_{\text{BTU}} = 3.412 \times 10^7$$

$$N_{\text{MSRE}} := 159 \quad \text{tubes}$$

$$D_{o,\text{MSRE}} := \frac{0.5}{12} = 0.042 \quad \text{ft}$$

$$\frac{L}{\text{ft}} := 6 \quad \text{ft}$$

$$A_o := 2N_{\text{MSRE}} \cdot \pi \cdot L \cdot D_{o,\text{MSRE}}$$

$$A_o = 249.757 \quad \text{ft}^2$$

$$U := \frac{Q_R}{A_o \cdot \Delta T_{\text{lm}}} = 1.027 \times 10^3 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Steam generation primary exchanger design

$$Q_{\text{fuel}} = 4.148 \times 10^7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$U = 1.027 \times 10^3 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = 133.007 \quad ^\circ\text{F}$$

$$A_p := \frac{Q_{\text{fuel}}}{U \cdot (\Delta T_{\text{lm}})} = 303.619 \quad \text{ft}^2$$

$$d_o := \frac{1}{12} = 0.083 \quad \text{ft}$$

Guess

$$L_{ww} = 10 \quad \text{ft}$$

$$N_{\text{design}} = 100 \quad \text{tubes}$$

Given

$$A_p = \pi \cdot d_o \cdot 2N_{\text{design}} \cdot L$$

$$\text{Find}(N_{\text{design}}) = 58$$

To get triangular pitch of 1.25", 2-Pass U-tube exchanger, the next closest shell would be 12" shell diameter, which can fit 66 tubes. Also, design heuristic recommends 10% area safety factor

$$N_{\text{steam,loop}} := 58 \quad \text{tubes}$$

$$A_{ww} := 1.1 \cdot A_p = 333.981$$

Given

$$A = \pi \cdot d_o \cdot 2N_{\text{steam,loop}} \cdot L$$

$$\text{Find}(L) = 11 \quad \text{ft}$$

hi for steam generation heat exchanger design

$$d_i = D_{o,\text{MSRE}} - t_p = 0.038$$

$$\text{Pr}_c = \frac{C_{p,c} \cdot \mu_c}{k_c} = 3.634$$

$$V_{\text{MSRE}} = \frac{\text{vol}_c}{\frac{\pi}{4} (D_{o,\text{MSRE}} - t_p)^2 \cdot N_{\text{MSRE}}}$$

$$V_{\text{MSRE}} = 3.748 \times 10^4$$

$$\text{Re}_c = \frac{\rho_c \cdot d_i \cdot V_{\text{MSRE}}}{\mu_c} = 7.152 \times 10^3$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_i} \cdot (0.023) \cdot \text{Re}_c^{0.8} \cdot \text{Pr}_c^{0.4} = 4.284 \times 10^3$$

C.2 Los intercambiadores de producción de vapor

$m_w := 24865$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$C_{pc} := 0.53$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$
$C_{pw.80} := 0.998$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$
$C_{pw.338} := 1.04$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$
$C_{pw.338s} := 0.6$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$
$C_{pw.1000} := 0.5$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$
$\lambda_w := 881.04$	$\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$
$T_{c1} := 1100$	$^\circ\text{F}$
$T_{c4} := 1025$	$^\circ\text{F}$
$T_{w1} := 80$	$^\circ\text{F}$
$T_{w2} := 337$	$^\circ\text{F}$
$T_{w3} := 338$	$^\circ\text{F}$
$T_{w5} := 1000$	$^\circ\text{F}$
$Q_{cw} := m_w \cdot \lambda_w = 21907060$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{cc} := \frac{Q_{cw}}{0.95} = 2.306 \times 10^7$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{dw} := m_w \cdot C_{pw.80} \cdot (T_{w2} - T_{w1}) = 6377524$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{dc} := \frac{Q_{dw}}{0.95} = 6.713 \times 10^6$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$

Guess

$m_c := 9.916 \cdot 10^5$	$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$
$Q_{ac} := 10000$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{aw} := 0.95 \cdot Q_{ac}$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{bw} := Q_{aw}$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$Q_{bc} := \frac{Q_{bw}}{0.95}$	$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$
$T_{c2} := 1070$	°F
$T_{c3} := 1040$	°F
$T_{w4} := 600$	°F

Given

$$Q_{cc} = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c2} - T_{c3})$$

$$Q_{dc} = m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c3} - T_{c4})$$

$$Q_{bw} = m_w \cdot C_{pw} \cdot 338s \cdot (T_{w4} - T_{w3})$$

$$Q_{ac} = 0.5m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c1} - T_{c2})$$

$$Q_{aw} = m_w \cdot C_{pw} \cdot 1000 \cdot (T_{w5} - T_{w4})$$

$$Q_{ac} = \frac{Q_{aw}}{0.95}$$

$$Q_{bc} = Q_{ac}$$

$$Q_{bw} = Q_{aw}$$

$$\text{Find}(m_c, T_{c2}, T_{c3}, T_{w4}, Q_{aw}, Q_{ac}, Q_{bw}, Q_{bc}) = \begin{pmatrix} 986775 \\ 1082 \\ 1038 \\ 639 \\ 4489263 \\ 4725540 \\ 4489263 \\ 4725540 \end{pmatrix}$$

$$\dot{m}_c := 986775$$

$$\frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$T_{c2} := 1082$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$T_{c3} := 1038$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$T_{w4} := 639$$

$$^{\circ}\text{F}$$

$$Q_{aw} := 4489263$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{ac} := 4725540$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{bw} := Q_{aw}$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_{bc} := Q_{ac}$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$k_c := 3.5$$

$$\frac{\text{BTU}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^{\circ}\text{F}}$$

$$\mu_c := 24$$

$$\frac{\text{lb}}{\text{ft}\cdot\text{hr}}$$

$$\text{Pr}_c := \frac{C_{pc}\cdot\mu_c}{k_c} = 3.634$$

$$\rho_c := 120$$

$$\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

Exchanger A (first superheater) Design

$$\Delta T_{lm,a} := \frac{(T_{c1} - T_{w4}) - (T_{c2} - T_{w3})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{w4}}{T_{c2} - T_{w3}}\right)} \cdot 0.97 = 573.517$$

$$Q_{ac} = 4725540 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_a := \frac{Q_{ac}}{\Delta T_{lm,a}} = 2.114 \times 10^4 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$h_i := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$T_{s,a} := \frac{T_{w4} + T_{w3} + T_{c1} + T_{c2}}{4} = 789.75 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{bulk,a} := \frac{T_{w4} + T_{w3}}{2} = 489 \quad ^\circ\text{F}$$

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_p := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$g_{ft.sec2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{ft.hr2} := g_{ft.sec2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

Water properties at 489 F

$$\rho_{w,489} := 0.207 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pw,489} := 0.513 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\beta_{w,489} := 0.00118 \quad \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

$$\mu_{w,489} := (1.23 \cdot 10^{-5}) \cdot 3600 = 0.044 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}}$$

$$\nu_{w,489} := \frac{\mu_{w,489}}{\rho_{w,489}} = 0.214 \quad \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

$$k_{w,489} := 0.0233 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Pr}_{w,489} := \frac{C_{pw,489} \cdot \mu_{w,489}}{k_{w,489}} = 0.975$$

$$\alpha_{w,489} := \frac{k_{w,489}}{\rho_{w,489} \cdot C_{pw,489}} = 0.219$$

$$d_{o,a} := \frac{0.75}{12} = 0.063 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,a} := d_{o,a} - t_p = 0.059 \quad \text{ft}$$

$$\text{Ra}_{D,a} := \frac{G_{\text{ft} \cdot \text{hr}} \cdot \beta_{w,489} \cdot (T_{s,a} - T_{\text{bulk},a}) \cdot d_{o,a}^3}{\nu_{w,489} \cdot \alpha_{w,489}}$$

$$\text{Ra}_{D,a} = 7.709 \times 10^5$$

$$h_{o,a} := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot \text{Ra}_{D,a}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \frac{0.559}{\frac{9}{\text{Pr}_{w,489}^{\frac{1}{4}}}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \cdot \frac{k_{w,489}}{d_{o,a}} = 5.509 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$x_a := \frac{1}{\text{UA}_a} = 4.73 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Guess

$$N_a := 50$$

$$L_a := 10$$

$$Re_{c,a} := 10000$$

$$A_{i,a} := 250$$

$$A_{o,a} := 275$$

Given

$$x_a = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,a}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,a}} + \frac{1}{h_{o,a} \cdot A_{o,a}}$$

$$A_{i,a} = \pi \cdot d_{i,a} \cdot L_a \cdot 2N_a$$

$$A_{o,a} = \pi \cdot d_{o,a} \cdot L_a \cdot 2N_a$$

$$A_{ave,a} := \frac{A_{i,a} + A_{o,a}}{2}$$

$$Re_{c,a} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,a} \left(\frac{0.5m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,a}^2 \cdot N_a} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,a}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,a}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,a} > 0$$

$$A_{o,a} > 0$$

$$14 > L_a > 0$$

$$\text{Find}(A_{i,a}, A_{o,a}, L_a, N_a, Re_{c,a}) = \begin{pmatrix} 187 \\ 198 \\ 14 \\ 36 \\ 12329 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,a} := 187 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,a} := 198 \quad \text{ft}^2$$

$$L_a := 14 \quad \text{ft}$$

$$N_a := 36 \quad \text{tubes}$$

For a heat exchanger needing 36 0.75" U-tubes (2 passes), the best shell size choice would be 8" in diameter at a triangular pitch of 1". Actual area should be ~10% larger than area required (as calculated above). This heuristic will be used to determine the appropriate straight section length.

*Only the straight sections of tubing are considered because of the less efficient heat transfer in the U-bend section.

$$A_{o,\text{actual},a} := 1.1 \cdot A_{o,a} = 217.8 \quad \text{ft}^2$$

$$L_{a,\text{actual}} := \frac{A_{o,\text{actual},a}}{\pi \cdot d_{o,a} \cdot N_a \cdot 2} = 15.4 \quad \text{ft}$$

Exchanger B (second superheater) Design

$$\Delta T_{\text{lm},b} := \frac{(T_{c1} - T_{w5}) - (T_{c2} - T_{w4})}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T_{w5}}{T_{c2} - T_{w4}}\right)} = 230 \quad \text{°F}$$

$$Q_{bc} = 4725540 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_b := \frac{Q_{bc}}{\Delta T_{\text{lm},b}} = 2.051 \times 10^4 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{°F}}$$

$$h_{i,\text{actual}} := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$$

$$T_{s,b} := \frac{T_{w4} + T_{w5} + T_{c1} + T_{c2}}{4} = 955.25 \quad ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{bulk},b} := \frac{T_{w4} + T_{w5}}{2} = 820 \quad ^\circ\text{F}$$

$$t_{sp} := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_{sp} := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}}$$

$$g_{\text{ft},\text{sec}^2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{\text{ft},\text{hr}^2} := g_{\text{ft},\text{sec}^2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

Water properties at 820 F

$$\rho_{w,820} := 0.151 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pw,820} := 0.509 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb}\cdot^\circ\text{F}}$$

$$\beta_{w,820} := 0.000807 \quad \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

$$\mu_{w,820} := (1.75 \cdot 10^{-5}) \cdot 3600 = 0.063 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}\cdot\text{hr}}$$

$$\nu_{w,820} := \frac{\mu_{w,820}}{\rho_{w,820}} = 0.417 \quad \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

$$k_{w,820} := 0.0346 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}\cdot\text{ft}\cdot^\circ\text{F}}$$

$$Pr_{w,820} := \frac{C_{pw,820} \cdot \mu_{w,820}}{k_{w,820}} = 0.927$$

$$\alpha_{w,820} := \frac{k_{w,820}}{\rho_{w,820} \cdot C_{pw,820}} = 0.45$$

$$d_{o,b} := \frac{0.75}{12} = 0.063 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,b} := d_{o,b} - t_p = 0.059 \quad \text{ft}$$

$$Ra_{D,b} := \frac{G_{ft} \cdot \text{hr}^2 \cdot \beta_{w,820} \cdot (T_{s,b} - T_{bulk,b}) \cdot d_{o,b}^3}{\nu_{w,820} \cdot \alpha_{w,820}}$$

$$Ra_{D,b} = 5.937 \times 10^4$$

$$h_{o,b} := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_{D,b}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \frac{0.559}{\left(\frac{9}{16} \right)^{\frac{8}{27}} \cdot Pr_{w,820}} \right)} \right]^2 \cdot \frac{k_{w,820}}{d_{o,b}} = 4.064 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$x_b := \frac{1}{UA_b} = 4.877 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Guess

$$N_b := 100$$

$$L_b := 10$$

$$Re_{c,b} := 5000$$

$$A_{i,b} := 100$$

$$A_{o,b} := 125$$

Given

$$A_{i,b} = \pi \cdot d_{i,b} \cdot L_b \cdot 4 \cdot N_b$$

$$A_{o,b} = \pi \cdot d_{o,b} \cdot L_b \cdot 4 \cdot N_b$$

$$A_{ave,b} := \frac{A_{i,b} + A_{o,b}}{2}$$

$$x_b = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,b}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,b}} + \frac{1}{h_{o,b} \cdot A_{o,b}}$$

$$Re_{c,b} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,b} \left(\frac{0.5 m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,b}^2 \cdot N_b} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,b}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,b}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,b} > 0$$

$$A_{o,b} > 0$$

$$10 > L_b > 0$$

$$\text{Find}(A_{i,b}, A_{o,b}, L_b, N_b, Re_{c,b}) = \begin{pmatrix} 267 \\ 283 \\ 10 \\ 36 \\ 12329 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,b} := 267 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,b} := 283 \quad \text{ft}^2$$

$$L_b := 10 \quad \text{ft}$$

$$N_b := 36 \quad \text{tubes}$$

For the secondary superheater, the exchanger will contain four passes instead of two. For an exchanger to have 36 four pass 0.75" tubes, the shell diameter chosen should be 8" at a triangular pitch of 17/18. Actual area should be ~10% larger than area required (as calculated above). This heuristic will be used to determine the appropriate straight section length.

*Only the straight sections of tubing are considered because of the less efficient heat transfer in the U-bend section.

$$A_{o,actual,b} := 1.1 \cdot A_{o,b} = 311.3 \quad \text{ft}^2$$

$$L_{t,b} := \frac{A_{o,actual,b}}{\pi \cdot d_{o,b} \cdot N_b \cdot 4} = 11 \quad \text{ft}$$

Exchanger C (Evaporator) Sizing Calculations

$$\Delta T_{lm,c} := \frac{(T_{c2} - T_{w3}) - (T_{c3} - T_{w2})}{\ln\left(\frac{T_{c2} - T_{w3}}{T_{c3} - T_{w2}}\right)} = 722 \quad \text{°F}$$

$$Q_{cc} = 23060063 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_c := \frac{Q_{cc}}{\Delta T_{lm,c}} = 3.193 \times 10^4 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{°F}}$$

$$h_{i,v} := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$$

$$h_{o,c} := 360 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$$

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_{p,v} := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot \text{°F}}$$

$$g_{ft,sec2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{ft,hr2} := g_{ft,sec2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

$$x_c := \frac{1}{UA_c} = 3.132 \times 10^{-5} \quad \frac{\text{hr} \cdot \text{°F}}{\text{BTU}}$$

$$d_{o,c} := \frac{0.75}{12} = 0.063 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,c} := d_{o,c} - t_p = 0.059 \quad \text{ft}$$

Guess

$$N_c := 100$$

$$L_c := 10$$

$$Re_{c,c} := 5000$$

$$A_{i,c} := 100$$

$$A_{o,c} := 125$$

Given

$$A_{i,c} = \pi \cdot d_{i,c} \cdot L_c \cdot 2 \cdot N_c$$

$$A_{o,c} = \pi \cdot d_{o,c} \cdot L_c \cdot 2 \cdot N_c$$

$$A_{ave,c} := \frac{A_{i,c} + A_{o,c}}{2}$$

$$x_c = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,c}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,c}} + \frac{1}{h_{o,c} \cdot A_{o,c}}$$

$$Re_{c,c} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,c} \left(\frac{0.5m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,c}^2 \cdot N_c} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,c}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,c}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,c} > 0$$

$$A_{o,c} > 0$$

$$16 > L_c > 10$$

$$\text{Find}(A_{i,c}, A_{o,c}, L_c, N_c, Re_{c,c}) = \begin{pmatrix} 133 \\ 141 \\ 10 \\ 36 \\ 12329 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,c} := 133 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,c} := 141 \quad \text{ft}^2$$

$$L_c := 10 \quad \text{ft}$$

$$N_c := 36$$

The ideal shell size to hold 36 two pass U-tubes with diameter 0.75" and pitch of 1" would be an 8" shell.

$$A_{o,\text{actual},c} := 1.1 \cdot A_{o,c} = 155.1 \quad \text{ft}^2$$

$$L_{w,c} := \frac{A_{o,\text{actual},c}}{\pi \cdot d_{o,c} \cdot N_c \cdot 2} = 11 \quad \text{ft}$$

Exchanger D (economizer) Design

$$\Delta T_{\text{lm},d} := \frac{(T_{c3} - T_{w1}) - (T_{c4} - T_{w2})}{\ln\left(\frac{T_{c3} - T_{w1}}{T_{c4} - T_{w2}}\right)} \cdot 0.97 = 791.098 \quad \text{°F}$$

$$Q_{dc} = 6713184 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$UA_d := \frac{Q_{dc}}{\Delta T_{\text{lm},d}} = 8.486 \times 10^3 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{°F}}$$

$$h_i := 4284 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}$$

$$T_{s,d} := \frac{T_{w1} + T_{w2} + T_{c3} + T_{c4}}{4} = 620 \quad \text{°F}$$

$$T_{\text{bulk},d} := \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} = 209 \quad \text{°F}$$

$$t_p := \frac{0.042}{12} = 3.5 \times 10^{-3} \quad \text{ft}$$

$$k_{pw} := 12.7 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$g_{\text{ft} \cdot \text{sec}^2} := 32.17 \quad \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$G_{\text{ft} \cdot \text{hr}^2} := g_{\text{ft} \cdot \text{sec}^2} \cdot (3600)^2 = 4.169 \times 10^8 \quad \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

Water properties at 209 F

$$\rho_{w,209} := 59.9 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pw,209} := 1.01 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$\beta_{w,209} := 0.000411 \quad \frac{1}{^\circ\text{F}}$$

$$\mu_{w,209} := 0.000193 \cdot 3600 = 0.695 \quad \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}}$$

$$\nu_{w,209} := \frac{\mu_{w,209}}{\rho_{w,209}} = 0.012 \quad \frac{\text{ft}^2}{\text{s}}$$

$$k_{w,209} := 0.392 \quad \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$Pr_{w,209} := \frac{C_{pw,209} \cdot \mu_{w,209}}{k_{w,209}} = 1.79$$

$$\alpha_{w,209} := \frac{k_{w,209}}{\rho_{w,209} \cdot C_{pw,209}} = 6.479 \times 10^{-3}$$

$$d_{o,d} := \frac{1.25}{12} = 0.104 \quad \text{ft}$$

$$d_{i,d} := d_{o,d} - t_p = 0.101 \quad \text{ft}$$

$$Ra_{D,d} := \frac{G_{ft,hr} \cdot \beta_{w,209} \cdot (T_{s,d} - T_{bulk,d}) \cdot d_{o,d}^3}{\nu_{w,209} \cdot \alpha_{w,209}}$$

$$Ra_{D,d} = 1.06 \times 10^9$$

$$h_{o,d} := \left[0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_{D,d}^{\frac{1}{6}}}{\left(1 + \frac{0.559}{Pr_{w,209}^{\frac{9}{16}}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \cdot \frac{k_{w,209}}{d_{o,d}} = 522.113 \quad \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

$$x_d := \frac{1}{UA_d} = 1.178 \times 10^{-4} \quad \frac{hr \cdot ^\circ F}{BTU}$$

Guess

$$N_d := 50$$

$$L_d := 10$$

$$Re_{c,d} := 10000$$

$$A_{i,d} := 250$$

$$A_{o,d} := 275$$

Given

$$A_{i,d} = \pi \cdot d_{i,d} \cdot L_d \cdot 2 \cdot N_d$$

$$A_{o,d} = \pi \cdot d_{o,d} \cdot L_d \cdot 2 \cdot N_d$$

$$A_{ave,d} := \frac{A_{i,d} + A_{o,d}}{2}$$

$$x_d = \frac{1}{h_i \cdot A_{i,d}} + \frac{t_p}{k_p \cdot A_{ave,d}} + \frac{1}{h_{o,d} \cdot A_{o,d}}$$

$$Re_{c,d} = \frac{\rho_c \cdot d_{i,d} \left(\frac{m_c}{\frac{\pi}{4} \cdot \rho_c \cdot d_{i,d}^2 \cdot N_d} \right)}{\mu_c}$$

$$h_i = \frac{k_c}{d_{i,d}} \cdot 0.023 \cdot Re_{c,d}^{0.8} \cdot Pr_c^{0.4}$$

$$A_{i,d} > 0$$

$$A_{o,d} > 0$$

$$16 > L_d > 10$$

$$\text{Find}(A_{i,d}, A_{o,d}, L_d, N_d, Re_{c,d}) = \begin{pmatrix} 137 \\ 142 \\ 10 \\ 22 \\ 24042 \end{pmatrix}$$

$$A_{i,d} := 137 \quad \text{ft}^2$$

$$A_{o,d} := 142 \quad \text{ft}^2$$

$$L_d := 10 \quad \text{ft}$$

$$N_d := 22 \quad \text{tubes}$$

For a heat exchanger with 22 1.25" U-tubes (2 passes), the best shell size choice would be 10" in diameter at a triangular pitch of 1 5/8". Actual area should be ~10% larger than area required (as calculated above). This heuristic will be used to determine the appropriate straight section length.

*Only the straight sections of tubing are considered because of the less efficient heat transfer in the U-bend section.

$$A_{o,actual,d} := 1.1 \cdot A_{o,d} = 156.2 \quad \text{ft}^2$$

$$L_d := \frac{A_{o,actual,d}}{\pi \cdot d_{o,d} \cdot N_d \cdot 2} = 10.8 \quad \text{ft}$$

APÉNDICE D: Las tablas para el diámetro de los cascos para los intercambiadores

From (Starr, 2014)

NUMBER OF TUBES IN SHELL

$\frac{1}{2}$ " O.D. Tubes on $\frac{1}{4}$ " Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	35	30	24	31	24	16	24	20	16
6"	55	48	40	42	40	36	38	36	32
8"	96	99	80	88	82	72	85	76	68
10"	159	150	140	151	138	124	134	128	116
12"	241	236	228	232	206	180	212	196	180
14"	297	290	280	283	242	224	268	254	236
16"	392	384	364	345	330	304	361	346	328
18"	514	498	478	448	432	408	475	458	436
20"	642	622	596	574	538	504	592	570	548
22"	790	776	736	692	672	636	728	716	688
24"	942	922	884	824	812	776	868	828	804
26"	1304	1248	1220	1148	1120	1084	1196	1188	1132
32"	1742	1696	1656	1550	1536	1484	1622	1600	1548
36"	2226	2184	2132	2024	1996	1940	2168	2054	2012

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

$\frac{5}{8}$ " O.D. Tubes on $\frac{1}{4}$ " Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	22	20	16	19	18	12	19	14	12
6"	37	23	28	31	26	24	31	26	16
8"	68	66	56	61	62	48	56	52	44
10"	110	106	96	104	90	84	96	90	76
12"	170	164	150	151	142	128	151	138	128
14"	212	206	196	192	172	156	187	184	160
16"	263	270	253	241	232	220	250	242	224
18"	364	348	332	316	298	292	334	326	304
20"	454	440	426	396	388	352	406	412	392
22"	562	551	524	490	484	456	526	502	480
24"	668	646	612	588	570	548	608	598	56
26"	922	902	868	812	808	764	868	836	80
32"	1230	1212	1172	1106	1092	1040	1152	1124	1088
36"	1590	1560	1516	1428	1420	1356	1456	1368	1424

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

Dimensions from Shell Head Centerline

EXTRAPOLATE TO LARGER DIAMETERS IF NEEDED

$\frac{1}{2}$ " O.D. Tubes on $\frac{3}{8}$ " Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	22	18	16	19	14	12	14	14	12
6"	31	30	24	26	26	16	22	20	16
8"	61	52	48	55	48	44	51	48	40
10"	96	84	76	88	82	76	85	76	72
12"	161	138	132	130	124	112	130	120	112
14"	187	176	168	151	148	132	163	152	144
16"	241	232	224	206	196	184	216	216	196
18"	313	302	292	268	270	252	288	282	264
20"	386	384	352	336	334	312	358	350	340
22"	482	472	456	418	416	396	450	436	416
24"	568	554	536	506	492	472	526	506	484
26"	732	720	702	700	700	660	724	720	696
32"	1062	1030	1008	946	930	896	994	978	948
36"	1386	1346	1304	1234	1220	1180	1288	1252	1220

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

$\frac{1}{2}$ " O.D. Tubes on $\frac{3}{4}$ " Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	21	16	16	13	12	12	12	12	12
6"	28	26	24	22	22	16	21	16	16
8"	49	52	52	46	44	44	45	38	32
10"	84	82	80	74	76	76	74	70	68
12"	128	124	120	109	112	112	109	112	112
14"	158	158	148	137	138	120	138	140	128
16"	213	208	203	177	176	164	188	184	174
18"	277	266	264	241	236	220	246	244	240
20"	344	332	336	293	284	284	310	308	304
22"	428	404	404	366	360	360	394	388	384
24"	502	478	488	436	432	432	456	448	444
26"	694	668	684	612	608	608	640	636	624
32"	922	900	908	808	812	812	862	848	840
36"	1174	1160	1164	1070	1066	1048	1122	1112	1100

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

$\frac{3}{8}$ " O.D. Tubes on $\frac{1}{4}$ " Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	19	14	12	14	14	8	10	10	4
6"	27	26	16	22	18	16	19	18	12
8"	55	48	40	42	40	36	42	40	32
10"	85	76	72	74	72	60	73	66	60
12"	126	110	112	109	106	96	109	106	92
14"	151	146	140	130	124	112	140	138	124
16"	206	196	190	174	168	156	187	184	168
18"	268	256	240	241	238	216	253	242	224
20"	340	330	320	280	282	264	320	294	280
22"	414	408	392	364	348	328	400	380	362
24"	486	481	456	428	420	400	454	436	416
26"	684	656	640	608	588	572	642	622	604
32"	910	902	866	824	808	772	860	842	812
36"	1176	1152	1120	1056	1044	1012	1112	1104	1068

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

$\frac{3}{8}$ " O.D. Tubes on $\frac{1}{4}$ " Triangular Pitch H

Shell Size	Inside Pass: μ 1st Apex Horizontal		
	1-P	2-P	4-P
5"	8		
6"	16		
8"	34		
10"	61		
12"	102		
14"	124		
16"	178		
18"	232		
20"	294		
22"	368		
24"	424		
26"	418		
32"	830		
36"	1070		

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass.

3/4" O.D. Tubes on 1" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	14	14	12	10	10	8	10	10	8
6"	22	20	16	19	18	16	19	18	12
8"	42	44	36	39	36	32	37	32	28
10"	73	72	64	64	66	60	61	60	58
12"	109	86	76	96	91	84	96	91	80
14"	139	124	124	121	110	100	121	110	101
16"	187	160	160	151	146	140	163	161	161
18"	241	232	220	204	196	188	212	211	196
20"	296	270	260	258	242	232	268	254	260
22"	370	324	314	320	316	306	336	338	324
24"	434	420	404	380	372	364	396	396	376
28"	604	594	568	530	526	508	538	534	536
32"	808	804	772	724	696	680	756	744	716
36"	1030	1026	1000	946	922	904	980	978	944

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

3/4" O.D. Tubes on 1" Triangular Pitch H

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"									
6"									
8"									
10"									
12"									
14"									
16"									
18"									
20"									
22"									
24"									
28"									
32"									
36"									

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

Distances from Bundle Flow Direction to Tube

3/4" O.D. Tubes on 1" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	12	12	12	9	12	4	9	8	4
6"	21	16	16	16	16	12	16	16	12
8"	38	38	32	37	32	32	30	32	32
10"	61	58	52	57	56	52	56	52	52
12"	97	90	84	89	82	76	89	82	80
14"	117	114	112	97	94	88	104	104	96
16"	158	158	148	137	128	120	143	140	140
18"	200	200	188	177	174	164	188	184	180
20"	251	256	254	234	216	208	238	236	232
22"	316	316	308	274	276	268	264	292	284
24"	370	372	368	304	332	316	344	332	332
28"	522	524	500	464	456	448	484	472	468
32"	698	692	688	620	620	612	650	648	640
36"	894	892	880	816	812	804	840	832	824

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1" O.D. Tubes on 1 1/4" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	8	6	4	7	6	4	7	6	4
6"	13	14	12	10	10	8	10	10	8
8"	31	26	24	22	22	16	22	20	16
10"	42	44	36	38	40	36	38	36	30
12"	64	66	56	61	62	48	56	52	48
14"	85	82	72	70	68	64	74	72	68
16"	110	110	100	96	94	80	108	98	92
18"	151	146	136	130	124	116	138	132	126
20"	187	180	172	163	150	144	170	160	160
22"	230	228	218	202	192	180	212	200	196
24"	266	270	252	238	232	212	238	236	232
28"	380	368	352	336	334	308	346	344	334
32"	506	494	480	450	448	432	472	468	440
36"	646	642	624	596	582	572	612	610	584

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1" O.D. Tubes on 1 1/4" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	9	6	4	6	6	4	6	6	4
6"	12	12	12	9	8	8	9	6	4
8"	22	24	16	21	16	16	21	16	16
10"	38	38	30	35	34	32	37	32	32
12"	61	56	52	48	52	52	49	52	52
14"	74	74	68	61	60	52	69	60	60
16"	97	94	88	80	82	80	89	88	81
18"	128	124	120	100	112	112	116	112	112
20"	158	150	156	130	136	132	150	138	148
22"	196	196	192	177	168	164	188	180	180
24"	234	232	224	213	208	208	216	208	208
28"	324	324	316	336	280	280	308	300	300
32"	440	436	432	394	392	392	410	400	392
36"	562	556	552	510	508	500	534	536	532

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1 1/4" O.D. Tubes on 1 1/2" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	7	4	4	5	4	4	4	4	4
6"	8	6	4	8	6	4	7	6	4
8"	19	18	12	15	14	12	14	14	12
10"	31	30	24	31	26	24	34	24	20
12"	43	44	40	38	40	36	38	40	32
14"	56	52	48	40	48	40	53	48	44
16"	76	76	68	64	66	60	68	68	60
18"	97	98	92	88	82	76	92	86	80
20"	126	118	112	108	106	100	115	110	104
22"	154	150	140	136	134	124	144	142	128
24"	186	184	172	162	152	144	170	164	156
28"	242	236	240	230	224	216	238	232	220
32"	314	316	336	308	304	288	324	318	304
36"	450	392	420	404	404	388	418	412	400

1-P = 1 Pass, 2-P = 2 Pass, 4-P = 4 Pass

1 1/2" O.D. Tubes on 1 1/2" Triangular Pitch V

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	7	4	4	4	4	4	4	4	4
6"	8	5	4	7	6	4	7	4	4
8"	14	14	12	11	14	12	13	15	12
10"	24	26	20	22	22	16	22	20	16
12"	38	40	36	31	30	28	33	30	28
14"	48	48	44	42	40	36	42	44	36
16"	64	66	60	55	52	48	56	52	48
18"	82	82	78	74	72	68	81	78	72
20"	106	106	100	92	86	80	96	94	92
22"	130	134	124	114	110	104	126	118	112
24"	152	150	144	138	131	128	144	142	136
26"	220	220	212	198	192	180	216	208	188
32"	292	290	280	268	262	252	276	274	264
36"	380	372	352	348	346	324	384	384	360

*1-P = 1 Pass. 2-P = 2 Pass. 4-P = 4 Pass.

1 1/2" O.D. Tubes on 1 1/4" Square Pitch

Shell Size	Fixed Tube Sheet			Outside Packed Floating Head			Inside Floating Head		
	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P	1-P	2-P	4-P
5"	5	4	4	4	4	4	4	4	4
6"	6	6	4	6	4	4	6	6	4
8"	16	12	12	12	12	12	12	12	12
10"	22	24	24	22	16	16	21	16	16
12"	37	34	32	30	32	32	30	32	32
14"	45	44	44	38	38	32	40	36	32
16"	61	60	60	48	52	52	57	56	52
18"	75	75	76	70	68	68	74	74	68
20"	100	96	96	82	88	80	94	88	88
22"	128	120	120	104	112	112	116	112	112
24"	150	148	148	120	120	124	134	128	128
26"	204	208	208	181	180	176	192	188	188
32"	274	276	276	246	248	248	262	256	256
36"	355	350	348	324	316	316	340	332	332

*1-P = 1 Pass. 2-P = 2 Pass. 4-P = 4 Pass.

Dawson Iron Works
New England Division

