

Н. В. Морозов, В. П. Карасев

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ НА НИЗКОКИПЯЩЕМ РАБОЧЕМ ТЕЛЕ*

Освещается система парогенераторной установки с органическим рабочим телом. Рассматривается алгоритм расчета паровых турбин на низкокипящих рабочих телах с учетом изменения показателя адиабаты в зависимости от давления и температуры в зоне перегретого пара.

Ключевые слова: паровая турбина, фреон, показатель адиабаты, низкопотенциальное тепло, хладагент.

В настоящее время вопросы выработки электроэнергии становятся все более актуальными. Это обусловлено ростом стоимости источников энергии (нефть, газ, уголь) и как следствие, растут тарифы.

В ходе повседневной деятельности промышленных предприятий с различными теплоносителями сбрасывается огромное количество тепла, возможность использования которого в рабочем цикле предприятия или объекта в данное время не реализована. Теплоносителями могут являться как сточные воды с температурой в несколько градусов, так и газы, образующиеся при коксовании угля с температурой, достигающей 400 °С. В качестве других источников тепловой энергии может использоваться тепло, сбрасываемое различными агрегатами и системами в процессе их работы. Некоторые источники тепла и их температуры представлены в таблице.

Энергию источников можно собрать при помощи тепловых насосов, но они не позволяют преобразовывать тепловую энергию в другие виды. А из данного тепла желательно получить энергию, удобную для транспортирования на большие расстояния, т. е. электрическую.

Низкие температуры большинства источников тепла и их негазообразное состояние, например, масло в системах вертолета, а также отсутствие высокого давления в газообразных источниках, не дают возможности использовать их тепловую энергию напрямую. Энергию источников необходимо снимать при помощи низкокипящих рабочих тел, как в тепловых насосах. После снятия тепла с источника производится преобразование тепловой энергии в механическую, происходящее на лопаточной машине (паровой турбине).

Исходя из экологических и экономических соображений, рабочий контур установок должен иметь замкнутую схему, т. е. рабочее тело должно использоваться многократно. Поскольку хладагены являются опасными химическими соединениями, то такая схема позволяет избежать отрицательного воздействия на окружающую

среду путем прямого выброса отработавшего хладагента из системы, а также в несколько порядков снижает вероятность пагубного воздействия на человеческий организм.

Для реализации замкнутой схемы необходимо ввести в систему элемент, обеспечивающий циркуляцию рабочего тела в системе. В качестве такого устройства возможно использовать насос для циркуляции рабочего тела в жидкой фазе, или компрессор – для циркуляции хладагента в состоянии перегретого пара. В отличие от насосной системы, компрессорная не требует перевода рабочего тела в жидкую фазу после турбины.

Установка (рис. 1) состоит из емкости с рабочим телом, насоса, испарителя, турбогенератора, конденсатора. В качестве рабочего тела рассматривается хладагент фреон R22 (хлордифторметан), по своим физико-химическим характеристикам наиболее подходящий для данной системы и широко использующийся в современной холодильной технике.

Рабочий цикл системы включает в себя четыре участка (рис. 2). На первом участке 1–2 происходит подача рабочего тела насосом в испаритель, при этом увеличивается давление фреона в системе и незначительно повышается температура за счет потерь на трение. Второй участок 2–3 показывает испарение и перегрев рабочего тела в испарителе при постоянном давлении, отбор тепла от источника. Третий участок 3–4 соответствует переводу тепловой энергии рабочего тела в механическую энергию, при этом на валу турбины понижается температура и давление. На четвертом участке 4–1 происходит конденсация рабочего тела до параметров рабочего тела на входе в насос, необходимая для осуществления замкнутого цикла работы.

Основными точками, влияющими на выдаваемую системой мощность, являются точки 3 и 4 (см. рис. 2). Точка 4 – точка начала конденсации рабочего тела, зависящая от типа конденсатора и вещества, используемого

Теплоносители

Вид теплоносителя	Температура, °С
Сточные воды	15–19
Производственные выбросы газа	250–300
Температура от оборудования	30–100
Температура газа при коксовании угля	400–430
Масло из двигателя ТВЗ-117	80–150
Масло из редуктора ВР-14	70–80

* Работа выполнена при финансовой поддержке по федеральной целевой программе «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» (государственный контракт П 1657 от 15.09.09 г.).

для теплосъема. Точка 4 может находиться в области низких температур при использовании теплосъема другим хладагентом, но выгоднее использовать дармовые источники, такие как воздух из окружающей среды и, если позволяют условия, то воду. Точка 3 – точка оптимального перегрева рабочего тела. Она показывает оптимальный перегрев рабочего тела при заданном давлении испарения и выбирается в зависимости от точки 4. Максималь-

ная температура в точке 3 ограничивается предельной температурой конкретного хладагента. Исходя из значений рабочего тела (точка 3) можно судить о наиболее подходящих источниках тепла. Так при использовании в системе воздушного конденсатора (параметры пара в точке 4 составляют 11,8 бар и 36 °С) оптимальное значение температуры в точке 3 равно 100 °С при давлении 30 бар. Для такой системы подходят все источники с темпе-

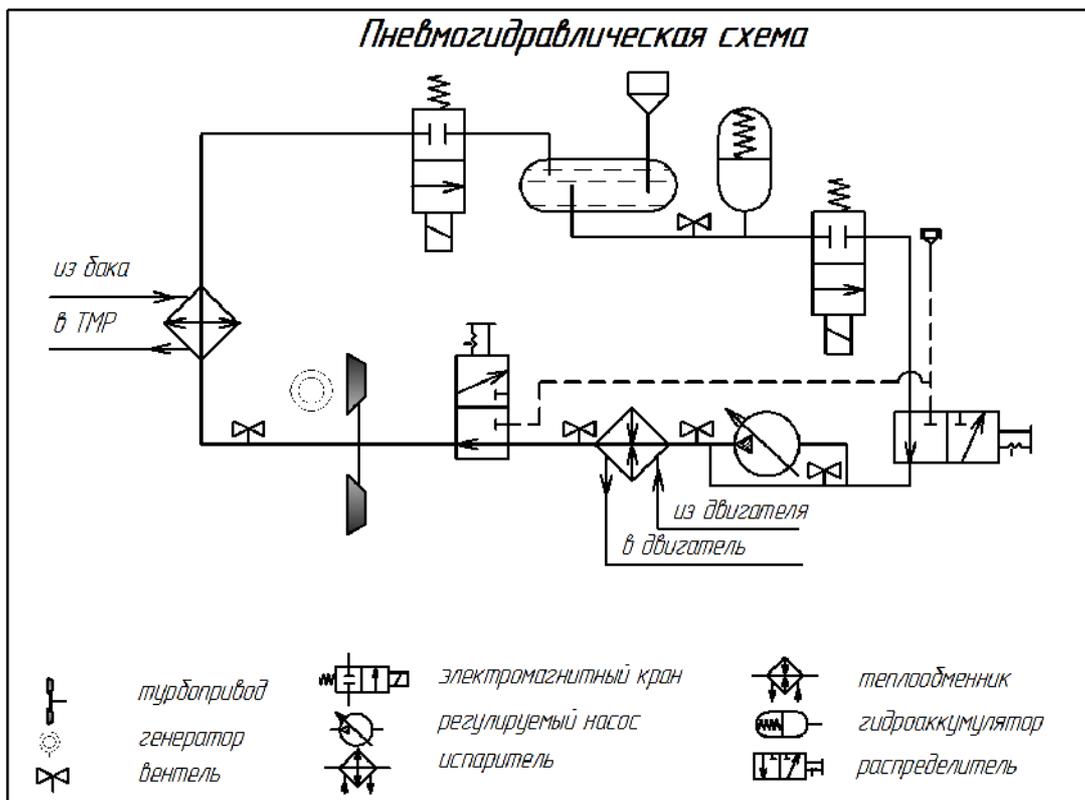


Рис. 1. Пневмогидравлическая схема системы при использовании в качестве источника тепла маслосистему вертолета

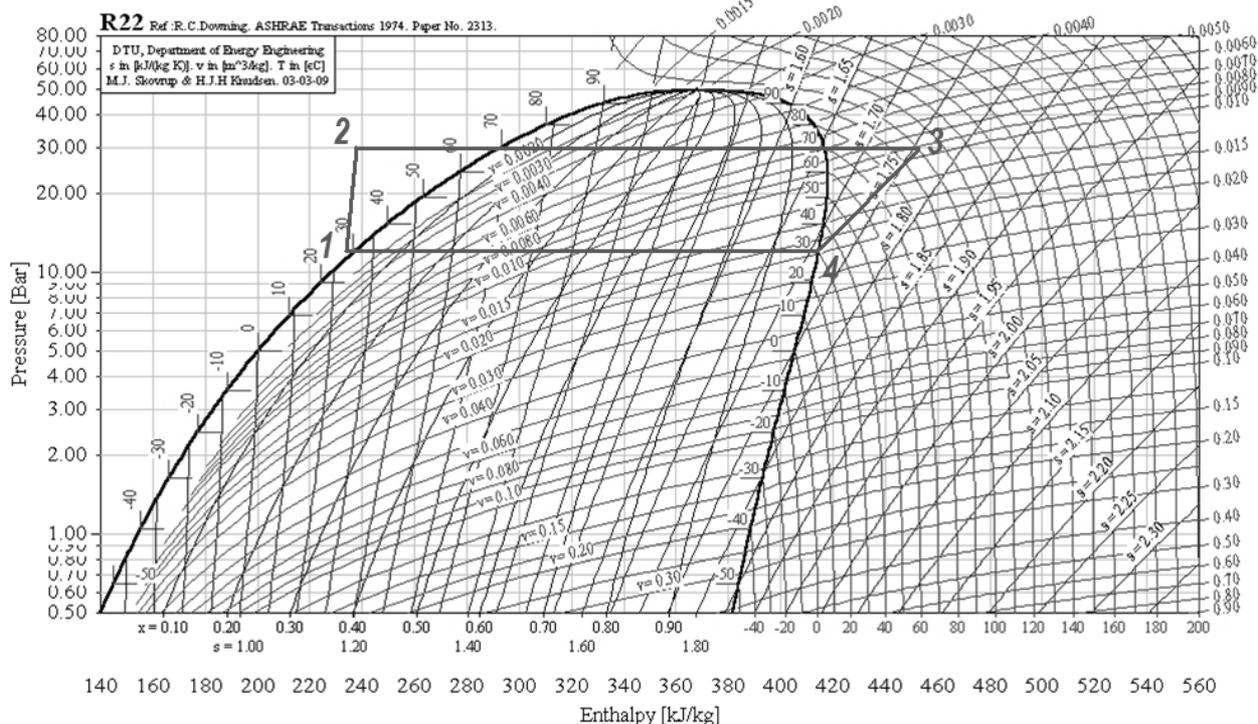


Рис. 2. Цикл установки в $Lg P-I$ координатах

ратурой более 110 °С. Для повышения эффективности работы системы можно осуществлять частичный перевод рабочего тела в жидкую фазу, тем самым, увеличивая область использованной энергии, переданной при нагреве рабочего тела. Современные паровые турбины могут работать при 20 % жидкости, но данные вопросы требуют дополнительной проработки, так как нет методики расчета с изменением процентного соотношения фаз по проточной части осевой турбины.

Для трубопроводов с небольшим расходом рабочего тела и высоким перепадом давления наиболее оптимальной по КПД является осевая турбина с парциальным подводом рабочего тела.

Мощность на валу турбины и компрессора определяется через адиабатную работу $L_{ад}$, расход рабочего тела, КПД турбины η_t или компрессора η_k [1], [2], [3]:

$$N = G \cdot L_{ад} \cdot \eta_t,$$

где N – мощность на валу турбины, Вт; $L_{ад}$ – работа адиабатическая, кДж/кг; G – расход рабочего тела, кг/с; η_t – КПД турбины.

Адиабатическая работа на валу турбины и компрессора определяется через параметры рабочего тела следующим образом:

$$L_{ад.т} = \frac{k}{k-1} RT_{г}^* \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right);$$

$$L_{цбк.с} = \frac{k}{k-1} RT_{вх.к} \left(\pi_{цбк}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где $L_{ад.т}$ – работа адиабатическая турбины, кДж/кг; R – газовая постоянная, Дж/кг·К; $T_{г}^*$ – температура газа на входе в турбину, К; P_1 и P_2 – давление газа до турбины и за

ней, Па; k – показатель изоэнтропы; $L_{цбк.с}$ – работа адиабатическая компрессора, кДж/кг; $\pi_{цбк}$ – степень повышения давления в компрессоре; $T_{вх.к}$ – температура газа на входе в компрессор, К.

По адиабатической работе определяется адиабатическая скорость, скорость звука и температура на выходе из турбины и компрессора:

$$c = \sqrt{2 \cdot L_{ад}};$$

$$a_{кр} = \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R \cdot T_{вх}};$$

$$T_{вх.т} = T_{г} - \frac{L_{ад.т}}{R \frac{k}{k-1}};$$

$$T_{вх.к} = T_{вх.к} + \frac{L_{цбк.с}}{R \frac{k}{k-1}},$$

где c – адиабатическая скорость, м/с; $a_{кр}$ – скорость звука в сопле, м/с; $T_{вх.к}$ – температура газа на выходе из компрессора, К; $T_{вх.т}$ – температура газа на выходе из турбины, К.

Данные параметры являются определяющими для выполнения кинематического расчета и проектирования лопаток направляющего аппарата и рабочего колеса компрессора; соплового аппарата и рабочего колеса турбины.

Процессы в компрессоре и газовой турбине на традиционных рабочих телах исследованы достаточно полно, и алгоритмы расчета позволяют достаточно точно определять параметры проточной части.

Особенности низкокипящих рабочих тел – это переменный показатель адиабаты, зависящий от температуры и давления [4].

Аналитической зависимости показателя адиабаты от температуры не существует, а имеются только табличные значения.

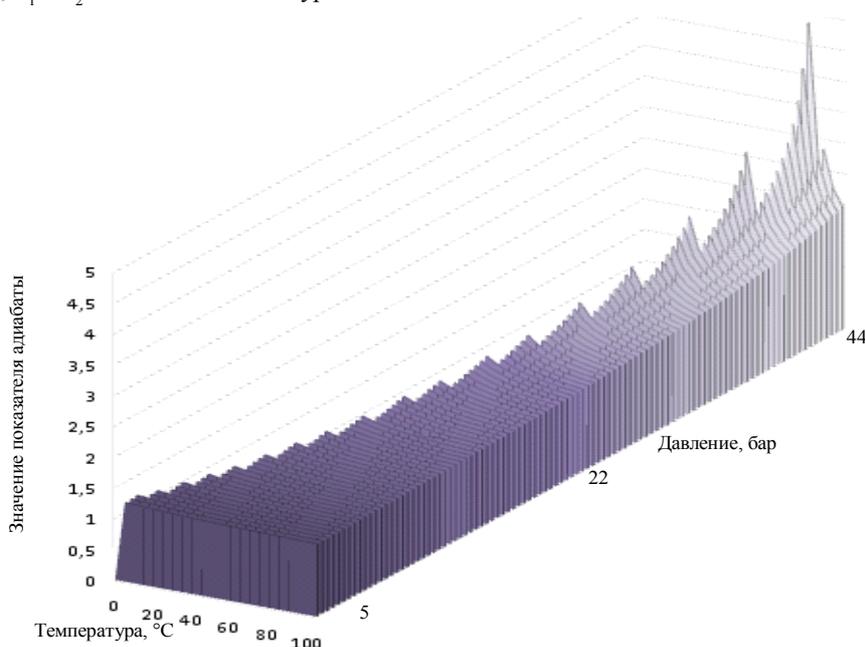


Рис. 3. Изменение показателя адиабаты в зависимости от давления и температуры

По литературным источникам [4; 5] построена поверхность показателя адиабаты в зависимости от температуры и давления (рис. 3).

Предлагается расчет адиабатической работы на валу турбины и температуры на выходе с учетом переменного коэффициента адиабаты:

$$L_{ад.т} = \frac{k'}{k'-1} RT_{\Gamma}^* \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}} \right);$$

$$T_{вых.т} = T_{\Gamma} - \frac{L_{ад.т}}{R \frac{k'}{k'-1}},$$

где $k' = f(P, T)$.

Поскольку поверхность имеет сложный характер, пикообразные выступы, описать ее одной аналитической зависимостью не возможно.

Расчет проводился методом конечных разностей, путем разбиения участка на малые значения по давлению и суммированию адиабатной работы каждого участка.

Расчетные зависимости приведены на рис. 4 и 5.

Наибольшее влияние изменения показателя адиабаты отмечается в области температуры, близкой к температуре разложения рабочего тела, до 5 % по адиабатной работе и до 20 % по температуре рабочего тела на выходе. Также влияние показателя адиабаты увеличивается при увеличении давления входа.

Аналогичные зависимости можно построить для компрессора. При работе компрессора влияние переменности показателя адиабаты будет более существенно, так как рабочее тело находится в зоне фазового перехода.

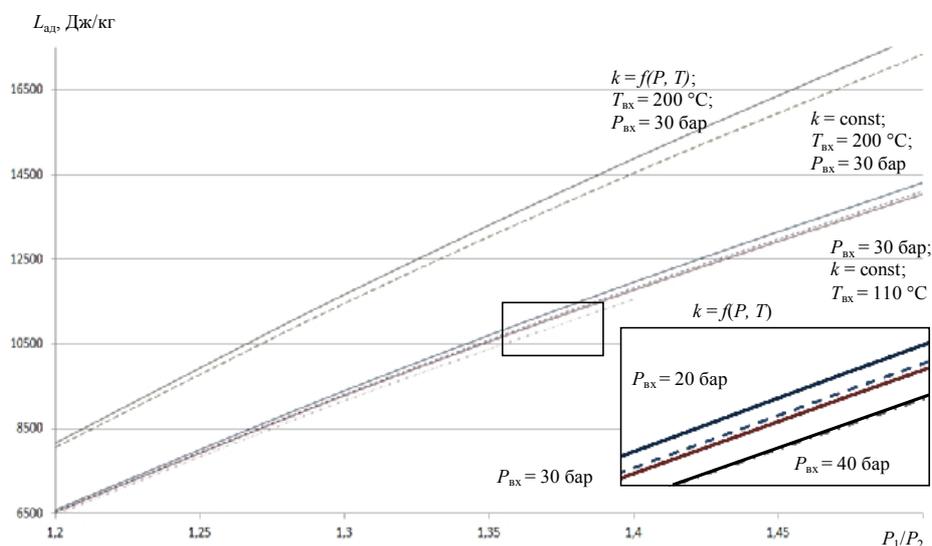


Рис. 4. Значение адиабатической работы при различных параметрах: $-\cdot-\cdot-$ – $k = \text{const}$; $-$ – $k = f(P, T)$

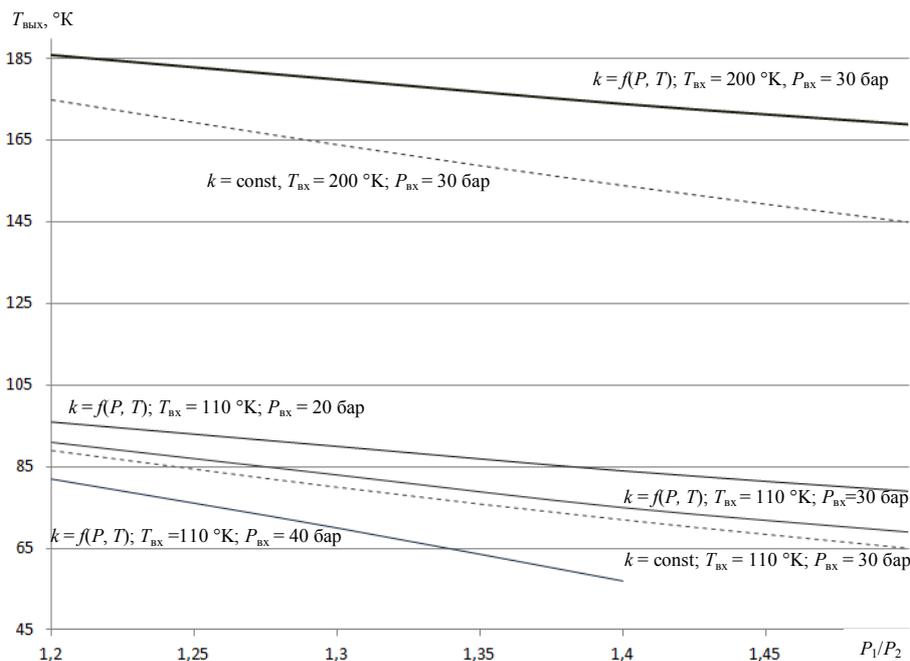


Рис. 5. Значение температуры потока на выходе из турбины при различных показателях адиабаты $-\cdot-\cdot-$ – $k = \text{const}$; $-$ – $k = f(P, T)$

Проведенные расчеты показывают, что для более точного определения термодинамических параметров процессов в турбине и компрессоре необходимо проводить учет изменения показателя адиабаты. Расчет кинематических параметров потока по тракту и проектирование проточной части и лопаток турбин и компрессоров необходимо проводить с учетом переменного показателя адиабаты.

Библиографические ссылки

1. Епифанова В. И. Компрессорные и расширительные турбомашин радиального типа : учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1998.

2. Конструкция и проектировочный расчет жидкостных ракетных двигателей : учебник для вузов / Г. Г. Гахун, В. И. Баулин, В. А. Володин [и др.] ; под общ. ред. Г. Г. Гахунина. М. : Машиностроение, 1989.

3. Нимич Г. В., Михайлов В. А., Бондарь Е. С. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха : учеб. пособие. Киев : Изд-во ИВИК, 2003.

4. Паротурбинные установки с органическими рабочими телами / М. М. Гришутин, А. П. Севастьянов, Л. И. Селезнев [и др.]. Л. : Машиностроение, 1988.

5. Теплофизические свойства фреонов : справ. данные. Т. 1. Фреоны метанового ряда / В. В. Алтунин, В. З. Геллер, Е. К. Петров [и др.] ; под ред. С. Л. Ривкина. М. : Изд-во стандартов, 1980.

N. V. Morozov, V. P. Karasev

STEAM TURBINES WITH LOW-BOILING WORKING MEDIUM

The subject of the article is the circuit design of a steam-generator plant with a natural working agent. The article suggests an algorithm for calculation of steam turbines with low-boiling working medium, with accounts of the correlation between the adiabatic curve indication and pressure and temperature in the overheated vapor zone.

Keywords: steam turbine, freon, adiabatic curve indicator, low-grade heat, coolant.

© Морозов Н. В., Карасев В. П., 2010

УДК 629.7.017

О. Г. Бойко, Л. Г. Шаймарданов

МЕТОД РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ АВИАЦИОННЫХ СИСТЕМ С ИНДИВИДУАЛЬНЫМ РЕЗЕРВИРОВАНИЕМ АГРЕГАТОВ

Рассмотрена возможность построения метода расчета надежности систем с индивидуальным резервированием, отличного от традиционного и учитывающего возможность реализации в системе различных сценариев развития отказа.

Ключевые слова: сложные системы, анализ надежности.

В традиционной методике расчета надежности сложных систем используется теорема умножения вероятностей. При последовательном соединении перемножаются вероятности безотказной работы, при параллельном – вероятности отказов агрегатов [1; 2]. Теорема умножения вероятностей получена применительно к вероятностям дискретных событий, и использование ее процедур к интегральным функциям вероятностей отказов агрегатов систем представляется не правомерным [3; 4; 5].

При использовании дискретных значений вероятностей отказов агрегатов теорема умножения вероятностей может быть с успехом применена при решении следующих задач:

- расчет надежности систем при только параллельном и только последовательном соединении агрегатов;
- расчет надежности сложных систем только с общим резервированием.

При индивидуальном резервировании решение задачи расчета надежности сложной системы с использованием традиционного подхода к применению теоремы умножения вероятностей дает завышенные значения вероятности отказа системы. Рассмотрим это, а также существо предлагаемого альтернативного метода на примере простейшей системы с индивидуальным резервированием.

Рассматривается система, состоящая из двух последовательно включенных блоков, в каждом из которых, два агрегата соединены параллельно (рис. 1).

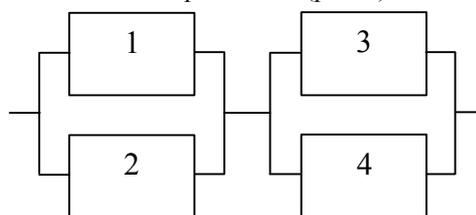


Рис. 1. Расчетная схема простейшей системы