

УДК 66.01

Товажнянский Л.Л., Арсеньева О.П., Капустенко П.А., Хавин Г.Л.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ СИСТЕМ

Теплообменное оборудование является одной из важнейших составных частей любого энергоемкого производства. Зачастую удачная организация процессов теплообмена во многом предопределяет технологическую эффективность, энергосбережение и экологическую безопасность производства. Тенденция к наиболее полному использованию располагаемой тепловой энергии приводит к созданию теплообменных комплексов со сложной конфигурацией потоков или установкой систем теплообменных аппаратов. Особенно эффективны такие приемы при наличии группы теплоносителей с различной термодинамической эффективностью. Во многих случаях в теплоносителях возможны фазовые переходы, при появлении которых изменяются качественные и количественные характеристики теплообмена. В таких условиях возникает комплекс задач связанных с оптимизацией всех видов затрат на теплообмен, важность решения которых резко усиливается при модернизации теплообменного узла при замене старого оборудования на новое более эффективное. В этих условиях, особенно для энергоемких производств, моделирование и оптимизация систем теплообменного оборудования является актуальной задачей.

Для технико-экономической оптимизации отдельного теплообменного аппарата наиболее часто используют целевую функцию приведенных затрат [1] и формулируют задачу минимизации приведенных затрат C_{mc} . При модернизации или проектировании теплообменного узла с установкой пластинчатого теплообменного оборудования, целевая функция может быть представлена в виде

$$C_{mc} = C_{op} + E \cdot C_{he},$$

где $C_{op} = C_{tr} + C_{use}$ – полные эксплуатационные затраты; C_{tr} – транспортные расходы или стоимость прокачивания греющего и нагреваемого теплоносителей через аппарат в течение предполагаемого срока эксплуатации; C_{use} – эксплуатационные расходы на поддержание работоспособности теплового узла; C_{he} – стоимость пластинчатого теплообменника с учетом налога на добавленную стоимость, доставкой, установкой и обвязкой; E – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, который обычно трактуется как величина обратная нормативному сроку окупаемости внедряемого оборудования. В каждом конкретном случае коэффициент E в расчетах может принимать свое значение, как правило, эта величина берется равной 0,25–0,15, что соответствует сроку окупаемости от 4 до 6,7 лет.

Иногда к приведенным затратам относят стоимость теплоносителей участвующих в теплообмене. В данной постановке задачи, когда число теплоносителей и их стоимость определяются не процессом теплообмена, а массовым и тепловым балансом некоторой системы, куда входит теплообменный узел, эту стоимость можно не учитывать.

В случае изменений условий эксплуатации по годам, для определения приведенных затрат сопоставляемых вариантов теплообменной системы за период n лет при приведении к последнему году расчетного периода, используют соотношение вида

$$C_{mc} = E \cdot \sum_{i=1}^n (C_{opi} + C_{he_i}) (1 + E_p)^{n-i} + C_{norm},$$

где C_{opi} – эксплуатационные издержки за i -й год; C_{he_i} – капиталовложения за i -й год; C_{norm} – ежегодные издержки нормальной эксплуатации в $n+1$ и всех последующих годах; E_p – нормативный коэффициент приведения разновременных затрат.

Естественно для экономической оптимизации имеет смысл в начале оценить потенциал различных видов теплопередачи, после чего определиться с выбором экономического критерия и входящих в его состав величин. Это во многом может облегчить подготовку исходной экономической информации, которая не только определяет конечный результат оптимизации, но и зачастую и основную трудоемкость процесса.

Затраты на содержание и эксплуатацию оборудования C_{use} обычно представляют в виде [2]

$$C_{use} = C_{ex} + A_m,$$

где C_{ex} – собственно затраты на эксплуатацию теплообменника; A_m – норма амортизационных отчислений на теплообменник, перекачивание теплоносителей и т.п. Затраты на содержание и эксплуатацию оборудования являются функцией стоимости теплообменника, включая его монтаж, обвязку и трубопроводы, т.е. $C_{use} = f(C_{he})$. Если учитывать только амортизационную составляющую, то

$$C_{use} \approx A_m \cdot C_{he}.$$

В такой постановке приведенные затраты, как критерий оптимизации, можно записать в виде уравнения

$$C_{mc} = C_{tr} + C_{hc} + C_{cl} + C_{use} + (A_m + E) \cdot C_{he},$$

где приближенно можно принять $A_m \approx 0,05$, $E \approx 0,15$.

Поверхность теплообмена может быть запроектирована с учетом запаса, связанного с условиями эксплуатации аппарата и перспектив развития производства. Хотя это расчетная величина, однако, ее можно представить в следующем виде

$$F_{he} = F \cdot \left(1 + \frac{mar_d}{100} + \frac{mar_{cl}}{100} \right),$$

где F – расчетная поверхность теплообмена; mar_d – проектный коэффициент запаса, %; mar_{cl} – коэффициент, учитывающий запас поверхности по отношению к расчетной для продления срока эксплуатации теплообменника, в связи со снижением коэффициента теплопередачи из-за загрязнений поверхности теплообмена, %.

Предельный запас поверхности mar_{lim} по сравнению с проектным запасом, который определяется из условия минимума затрат на чистку поверхности теплообменного аппарата, обычно определяется из равенства

$$mar_{lim} > F \cdot mar_d \cdot C_{m^2} \cdot A_{new},$$

где C_{m^2} – стоимость 1 м² теплообменной поверхности; A_{new} – новые амортизационные затраты на эксплуатацию аппарата.

Поверхность теплопередачи пластинчатого теплообменного аппарата в общем случае можно представить как функцию, зависящую от трех параметров

$$F = f(\Delta p_h, \Delta p_c, \Delta t_{in}),$$

где $\Delta p_h, \Delta p_c$ – гидравлическое сопротивление или потери давления по греющей и нагреваемой стороне; Δt_{in} – средний температурный перепад. В большинстве технических приложений величина Δt_{in} задается из требований соблюдения технологического процесса и является фиксированной. Поэтому в реальных условиях поверхность пластинчатого теплообменного аппарата определяется допустимым гидравлическим сопротивлением, более которого потери давления в аппарате не допускаются

$$\Delta p_1 \leq [\Delta p_1] \text{ и } \Delta p_2 \leq [\Delta p_2],$$

$[\Delta p_1], [\Delta p_2]$ – допустимые потери давления в теплообменнике.

Обычно при проектировании теплообменника один из теплоносителей должен максимально удовлетворять заданным потерям давления [3], и этот теплоноситель, который, как правило, связан с технологическими параметрами процесса, определяет гидравлический и тепловой режим работы аппарата. Следовательно, задача определения минимальной поверхности теплообмена сводится к определению оптимального гидравлического сопротивления по одному из теплоносителей.

Стоимость теплоносителей определяется не процессом теплообмена, а технологией, а именно материально-техническим балансом того процесса, в котором участвует теплообменник. Поэтому стоимость теплоносителей можно не учитывать, в отличие от стоимости транспортных расходов, которые напрямую зависят от гидравлического сопротивления. Кроме того, при работе пластинчатого теплообменника как таковые затраты на обслуживание отсутствуют или могут быть включены в затраты на чистку пла-

стин, включая разборку и сборку аппарата, дефектацию пластин, их замену, замену прокладок с их вклеиванием при необходимости. В таком случае уравнение для приведенных затрат можно переписать в виде

$$C_{mc} = C_{tr} + C_{cl} + 0,2 \cdot C_{he}.$$

Наличие многих факторов при оптимальном проектировании системы теплообменников требует получения комплексной оценки качества, что возможно лишь при применении методологии многоцелевого проектирования. К сожалению, в настоящее время существует недостаток в методиках количественной оценки инвестиционных проектов и рисков инвестиционных проектов на основе многоцелевой оптимизации. Это объясняется, прежде всего, сложностью комплексной оценки эффективности капитальных вложений.

В настоящее время являются актуальными некоторые недостаточно изученные в литературе вопросы реализации подхода многоцелевого программирования:

- развитие теоретических и практических подходов по обоснованию выбора критериев и показателей экономической эффективности модернизации теплообменных систем;
- разработка методик назначения коэффициентов веса и математических методов решения технико-экономических задач в рамках многоцелевого программирования;
- отсутствие достоверных практических показателей экономической эффективности реализации проектов.

Рассмотрим последовательную установку для n – ступенчатого нагрева некоторой жидкости представленной на рис. 1. Каждая ступень представляет собой пластинчатый теплообменник, в который входит поток горячего теплоносителя (например, пара), нагревающий поток холодного теплоносителя до некоторой температуры.

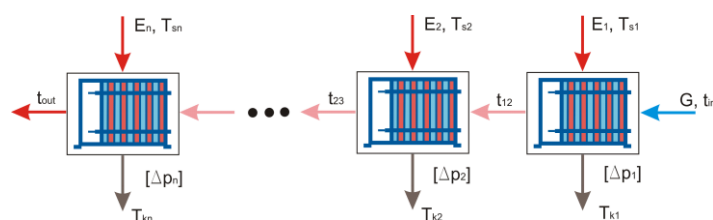


Рисунок 1 – Структурная схема последовательно установленной группы подогревателей

Для схемы на рис. 1 приняты следующие обозначения: G, t_{in}, t_{out} – расход, входная и выходная температура нагреваемого теплоносителя; E_i, T_{si} – расход и входная температура греющего теплоносителя на i -ой ступени; T_{ki} – выходная температура греющего теплоносителя. Процесс передачи тепла на каждой ступени описывается соотношениями $Q_i = K_i \cdot F_i \cdot \Delta t_i$, где для теплообмена жидкость-жидкость

$$\Delta t_i = \left[(T_i - t_i) - (T_k - t_{i-1}) \right] / \ln \frac{T_i - t_i}{T_k - t_{i-1}}, \text{ для теплообмена пар-жидкость } \Delta t_i = (t_i - t_{i-1}) / \ln \frac{T_i - t_i}{T_{ki} - t_{i-1}}.$$

С другой стороны тепловая нагрузка для теплообмена жидкость-жидкость $Q_i = G \cdot c_{p_i} \cdot (t_i - t_{i-1}) = E_i \cdot c_{p_{hi}} \cdot (T_i - T_{ki})$, или для теплообмена пар-жидкость $Q_i = r_i E_i$, где $c_{p_i}, c_{p_{ki}}$ – средняя удельная теплоемкость нагреваемого и греющего теплоносителя в i -ом аппарате; r_i – удельная теплота конденсации.

В этих соотношениях принято: Q_i – количество тепла, передаваемого i -ой ступенью; F_i, K_i – площадь теплообмена и коэффициент теплопередачи i -ой ступени. Общее соотношение теплового баланса имеет вид

$$Q = G \cdot c_{av} \cdot (t_{out} - t_{in}) = \sum_{i=1}^n r_i E_i,$$

где c_{av} – средняя удельная теплоемкость нагреваемого теплоносителя в n ступенях.

Подобная постановка задачи для 3-х ступенчатого охлаждения парового потока представлена в [4], где для нее сформулирована задача оптимизации. Главными недостатками постановки задачи [4] являются: сложность практического применения и отсутствие соотношений, связанных с потерей давления теплоносителями при прохождении через теплообменники. Необходимо заметить, что при проектирова-

нии и расчете пластинчатых теплообменников эта величина играет не менее существенную роль, чем тепловая нагрузка, и во многих случаях выполнение условия не превышения потерь давления в аппарате определяет величину поверхности теплообмена.

В общем случае ограничения на проектируемую группу теплообменников могут быть заданы по тепловой нагрузке, расходам греющего теплоносителя и по потерям давления при прокачивании теплоносителей. Эти условия можно сформулировать следующим образом.

По тепловой нагрузке

$$\sum_{i=1}^n Q_i \geq Q, \quad (1)$$

по расходам греющего теплоносителя

$$E_i \leq [E_i], \quad (2)$$

по потерям давления

$$\Delta p_i \leq [\Delta p_i] \text{ или } \sum_{i=1}^n \Delta p_i \leq [\Delta p], \quad (3)$$

где Δp_i – потери давления в i -ом теплообменнике; $[\Delta p_i]$ – допустимые потери давления в i -ом теплообменнике; $[\Delta p]$ – общие допустимые потери давления в системе из n аппаратов.

Рассмотрение работы теплообменников в целом позволяет отчетливо выделить два уровня: верхний или первый, на котором рассматривается система в целом и рассчитывается материальный и тепловой баланс, и нижний (второй), на котором проектируются или модернизируются сами теплообменные аппараты. В такой постановке не учитывается тот факт, что сама система теплообменников входит как составная часть или агрегат другой системы.

Расчет системы в целом, прежде всего, зависит от вида теплоносителей участвующих в теплообмене. Будем различать системы установленных пластинчатых теплообменных аппаратов по признаку теплоносителей:

- теплообмен «жидкость–жидкость» во всех теплообменниках системы;
- теплообмен «пар–жидкость» во всех теплообменниках системы;
- смешанный теплообмен – часть аппаратов «жидкость–жидкость» и часть – «пар–жидкость».

Введение такой классификации связано с принципиальным различием в расчете пластинчатых теплообменников «жидкость–жидкость» и «пар–жидкость», где имеется фазовый переход, связанный с конденсацией пара внутри аппарата. Кроме того, это накладывает некоторые ограничения по температуре и потерям давления, а также на применяемые марки теплообменников.

Проектирование или модернизация системы подогревателей или охладителей представляет собой решение задачи оптимизации с использованием экономико-математической модели. В таких моделях проектирования и управления решающее значение имеет выбор критерия оптимальности, позволяющий определить оптимальное техническое решение.

Различают два вида критерия оптимальности – натуральные и экономические [2]. В настоящей работе будут рассмотрены некоторые натуральные критерии оптимальности, которые в большинстве практических приложений наиболее полно отвечают физическому смыслу и имеют свои экономические аналоги. Поэтому в дальнейшем натуральные критерии оптимальности будут вводиться совместно с экономическими.

Критерий минимальной суммарной площади теплопередающей поверхности всех аппаратов и критерий минимальных капитальных затрат. Математически такая постановка задачи может быть сформулирована в виде:

$$\sum_{i=1}^n F_i \rightarrow \min, \quad (4)$$

в качестве ограничений принимаются ограничения (1), (3) и условие выполнения заданной выходной температуры из системы теплообменников t_{out} .

Критерий минимальных эксплуатационных затрат в виде

$$\sum_{i=1}^n C_i \rightarrow \min, \quad (5)$$

где C_i – стоимость i -го теплообменника с доставкой, установкой, обвязкой и пуском, с теми же ограничениями близок к критерию минимальной площади. Однако стоимость пластинчатого теплообменного аппарата состоит из стоимости пакета пластин и рамы, которые по своей цене могут значительно отличаться для различных типоразмеров аппаратов. Иными словами может возникнуть ситуация, когда теплообменник с большей площадью теплопередающей поверхности, но меньшего типоразмера будет стоить меньше, чем теплообменник с меньшей площадью, но большего типоразмера.

В постановках (4) или (5) существеннейшую роль играют суммарные допустимые потери давления или допустимые потери давления на каждый аппарат. Последние в значительной степени могут определять площадь теплопередающей поверхности (величину пакета пластин в аппарате), что в свою очередь определяет величину эксплуатационных затрат, связанных на прокачивание теплоносителей через теплообменники. Незначительные допустимые потери давления на теплообменнике существенным образом увеличивают площадь пакета пластин (его стоимость). В подавляющем большинстве случаев в качестве исходной информации известна общая допустимая величина потерь давления на все n теплообменников, определяемая установленным или запроектированным насосным оборудованием. Очевидным является также то, что чем меньше преодолеваемый на прокачивание теплоносителя напор, тем меньше будут затраты на это.

Затраты теплоносителя на обогрев или охлаждение определяются из общего теплового баланса системы подогревателей и имеет смысл их рассматривать только в случае, когда на каждый из теплообменников системы приходит теплоноситель с разной температурой T_{si} , рис. 1. Иными словами, если греющий теплоноситель на каждой ступени имеет одинаковую температуру, то минимизировать нечего так, как его расход жестко определяется из теплового баланса. Если температуры разные, то можно сформулировать задачу минимизации расходов греющего теплоносителя на каждой ступени за счет выбора оптимального значения температуры нагреваемого теплоносителя между ступенями или задачу минимизации расхода на какой-либо ступени (теплообменнике) отдельно.

Математически такая постановка задачи может быть сформулирована следующим образом

$$\sum_{i=1}^n E_i \rightarrow \min, \quad (6)$$

в качестве ограничений принимаются ограничения (1), (3) и условие выполнения заданной выходной температуры из системы теплообменников t_{out} . Критерий минимальных эксплуатационных затрат, по всей видимости, дает хорошие результаты в случае реконструкции или модернизации производства, когда имеются установленные подогреватели или охладители и решается задача энергосбережения (экономии) производства. Существенным преимуществом использования в такой схеме пластинчатых теплообменных аппаратов является возможность изменения (прежде всего наращивания) теплопередающей поверхности путем добавления (извлечения) пластин. В практических приложениях часто встречаются задачи, связанные с экономией какого-либо одного из теплоносителей на отдельной ступени, например ретурного пара.

Критерий приведенных затрат. Для непосредственного выбора оптимального варианта используют показатели сравнительной эффективности, которые входят в критерий минимизации приведенных затрат C_{mc} , который для системы последовательно установленных теплообменников имеет следующий вид

$$C_{mc} = \sum_{i=1}^n N_i \cdot C_i + \sum_{i=1}^n E_i \cdot c_i \cdot \tau_i + G \cdot \sum_{i=1}^n \Delta p_i \rightarrow \min, \quad (7)$$

где N_i – нормативный коэффициент окупаемости и амортизации i -го теплообменника; c_i – стоимость единицы греющего (охлаждающего) теплоносителя для i -го аппарата; τ_i – продолжительность годовой эксплуатации i -го теплообменника. В соотношении все входящие величины известны из постановки задачи, либо могут быть рассчитаны, кроме нормативного коэффициента окупаемости или нормативной эффективности – N_i .

Фактично співвідношення (7) забезпечує пошук оптимального рішення, що зв'язує поточні витрати в процесі експлуатації з одночасними витратами на виробництво, тобто собівартістю і капітальними вкладеннями. Іншими словами досягнення оптимального співвідношення між поточними і одночасними витратами на виробництво забезпечує максимальний ефект з нормативною ефективністю N_i не менше заданої. Можна записати, що оптимальне співвідношення між витратами поточних засобів і одночасних витрат у вигляді

$$N = \sum_{i=1}^n \Delta D_i / \Delta C_i, \quad (8)$$

де ΔD_i – зміна поточних витрат; ΔC_i – зміна капітальних витрат. З співвідношення (8) можна побачити, що зменшення складових річних витрат може бути отримано шляхом збільшення вартості системи теплообмінних апаратів.

Критерій приведених витрат є економічним критерієм, який відображає не тільки результат оптимізації, але і витрати на отримання цих результатів.

Постановка задачі багатопараметричної оптимізації. В більшості практичних випадків пов'язаних з модернізацією виробництва, наприклад, заміни кожухотрубчатого обладнання на пластинчасте, переслідуються дві основні цілі: мінімізувати капітальні вкладення на встановку нового обладнання і разом з тим постаратися знизити експлуатаційні витрати за період роботи цього обладнання. В принципі це два взаємовиключаючі вимоги, між якими необхідно знайти певний компроміс, що дозволяє оптимізувати рішення. Сформулюємо компромісну цільову функцію U відносно параметрів x_k у вигляді

$$U = \sum_{k=1}^K \alpha_k \left(\frac{x_k}{x_{kn}} \right) \rightarrow \min (\max), \quad (9)$$

де K – загальне число параметрів; α_k – вагові коефіцієнти, які повинні задовольняти вимогу $\sum_{k=1}^K \alpha_k = 1$; x_{kn} – нормуюча величина, що забезпечує приведення всіх параметрів, які мають різну розмірність, до безрозмірного виду. Вагові коефіцієнти α_k забезпечують можливість призначення відносної важливості кожного параметра, що по суті і визначає компроміс.

Таким чином, для оптимізації такої цільової функції необхідно мати додаткові величини x_{kn} і α_k . Значення нормуючої величини x_{kn} визначається різними способами, наприклад, приймається з затвердженого технічного завдання. Якщо такої затвердженої величини немає, то зазвичай вирішують задачу оптимізації для кожного з параметрів окремо і отримане рішення в результаті оптимізації приймають за нормуюче значення.

Для задачі багатопараметричної оптимізації по капітальним і експлуатаційним витратам співвідношення (9) можна представити у вигляді

$$\sum_{i=1}^n \alpha_{ci} \frac{C_i}{C_{ni}} + \sum_{i=1}^n \alpha_{Ei} \frac{E_i}{E_{ni}} \rightarrow \min, \quad (10)$$

де C_{ni} – нормуюча величина, отримана при розв'язанні задачі мінімізації капітальних витрат; E_{ni} – нормуюча величина, отримана при розв'язанні задачі мінімізації експлуатаційних витрат. Вагові коефіцієнти повинні підкорятися співвідношенню

$$\sum_{i=1}^n \alpha_{ci} + \sum_{i=1}^n \alpha_{Ei} = 1.$$

Якщо прийняти, що для всіх i -их теплообмінників коефіцієнти ваги, що відповідають капітальним і експлуатаційним витратам рівні, то співвідношення (10) можна переписати у вигляді

$$\alpha_C \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{C_{ni}} + \alpha_E \sum_{i=1}^n \frac{E_i}{E_{ni}} \rightarrow \min ,$$

где $\alpha_C + \alpha_E = 1$. Назначение весовых коэффициентов производится в каждом конкретном случае с использованием экспертных оценок. Степень важности капитальных или эксплуатационных затрат в подавляющем большинстве случаев определяется финансовыми возможностями модернизации или нового проектирования.

Выводы. Решение задачи технико-экономической многопараметрической оптимизации системы теплообменных аппаратов по критерию приведенных затрат должно опираться на точно известные расчетные финансовые характеристики затрат. В качестве нормирующих величин могут быть заданы нормативные значения или использоваться полученное решение оптимизационных задач минимума капитальных и эксплуатационных затрат. Весовые коэффициенты назначаются экспертами, исходя из финансовых ограничений на каждую из составляющих целевой функции.

Литература

1. Каневец Г.Е. Теплообменники и теплообменные системы. – Киев: Наук. Думка, 1981. – 272 с.
2. Лapidус А.С. Экономическая оптимизация химических производств. – М.: Химия, 1986. – 208 с.
3. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении /Л.Л. Товажнянский, П.А. Капустенко, Г.Л. Хавин, О.П. Арсеньева. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007. – 448 с.
4. Кафаров В.В., Перов В.Л., Мешалкин В.П. Принципы математического моделирования химико-технологических систем. – М.: Химия, 1974. – 210 с.
5. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Один подход к расчету оптимального пластинчатого теплообменника // Пробл. машиностроения, 2011. – №1. – С. 37–46.
6. Арсеньева О.П., Демирский А.В., Хавин Г.Л. Выбор оптимальных параметров двухступенчатых пластинчатых подогревателей // Интегрированные технологии и энергосбережение, 2011. – №1. – С. 95–103.

Работа выполнена при финансовой поддержке Европейского сообщества в рамках проекта EU project FP7-SME-2010-1-262205-INHEAT.

УДК 66.01

Товажнянський Л.Л., Арсеньєва О.П., Капустенко П.О., Хавін Г.Л.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛОБМІННИХ СИСТЕМ

Сформульовано задачу техніко-економічної багато параметричної оптимізації системи теплообмінних апаратів за критерієм приведених витрат. Розглянуто капітальні та експлуатаційні складові цільової функції при модернізації виробництва. У якості нормуючих величин запроваджено обирати рішення оптимізаційних задач мінімуму капітальних та експлуатаційних витрат. Вагові коефіцієнти призначаються з фінансових обмежень на кожен з складових цільової функції.

Tovazhniansky L., Arsenyeva O., Kapustenko P., Khavin G.

SIMULATION AND TECHNICOECONOMIC OPTIMIZATION OF HEAT EXCHANGING SYSTEMS

The polyvalent technicoeconomic optimization problem of heat exchangers system by reduced costs criterion is formulated. The capital and operation components of criterion function for retrofit installation are considered. The solutions of optimization problems for minimum capital or operation cost are proposed as norming quantities. The weight ratios are assigning from financial obligations for each component of criterion function.