

Optimización del accionamiento hidráulico del aparato trozador y discos de corte de la cosechadora cañera

Optimization of the hydraulic operation of the slicing apparatus and cutting disks of the sugar cane harvester

Dr.C. Juan Rafael Pérez Pupo

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Riobamba-Ecuador.

RESUMEN. Habitualmente el diseño y análisis de los sistemas hidráulicos es conducido de forma interactiva probando y modificando, lo cual conlleva a un esquema de circuito y el cálculo de sus componentes y parámetros del sistema. La simulación hoy en día es utilizada para analizar el comportamiento de los sistemas, investigando el rol de los parámetros de diseño en las prestaciones del sistema. El programa de simulación HOPSAN ha sido desarrollado en la división de hidráulica y sistemas mecánicos de la Universidad de Linköping, Suecia desde 1977. Ha sido desde el principio un sistema para la modelación, simulación y análisis de sistemas hidráulicos. Los algoritmos de optimización que han sido implementados en HOPSAN proporcionan la posibilidad de optimizar el comportamiento del sistema, sujeto a restricciones. En el presente trabajo se simula y optimiza el sistema hidráulico de accionamiento del aparato trozador y discos de corte de la cosechadora de caña, valorándose la influencia de los parámetros constructivos del sistema en las características dinámicas del sistema hidráulico y sus prestaciones.

Palabras clave: Sistemas hidráulicos, simulación, software.

ABSTRACT. Usually the design and analysis of hydraulic systems is conducted in an interactive way by the method of proof and modification which leads to a circuit diagram and the calculation of the components and parameters of the system. The simulation nowadays is used to analyze the behaviour of the systems, investigating the role of the design parameters in the performance of the system. The simulation program HOPSAN has been developed in the Division of Hydraulic and Mechanical Systems of the University of Linköping, Sweden, since 1977. It has been from the beginning a system for modeling, simulation and analysis of hydraulic systems. The algorithms of optimization that have been implemented in HOPSAN provide the possibility to optimize the behaviour of the system, subject to restrictions. In this paper we simulate and optimize the hydraulic system of working of the slicing apparatus and cutting discs of the cane harvester, assessing the influence of the constructive parameters of the system on the dynamic characteristics of the hydraulic system and its benefits.

Keywords: fluid power systems, simulation, software.

INTRODUCCIÓN

Habitualmente el diseño y análisis de los sistemas hidráulicos es conducido de forma interactiva probando y modificando lo cual conlleva a un esquema de circuito y el cálculo de sus componentes y parámetros del sistema. Los diseñadores normalmente carecen de experiencia anterior y después de muchas pruebas y rediseño usualmente es que obtienen los resultados esperados (Pérez, 2006¹; Chan, 1995²).

El proceso de diseño para sistemas hidráulicos comienza con el dibujo del esquema. El diseñador después selecciona los componentes necesarios para formar el circuito a partir de los

catálogos de los fabricantes. Después que son hechos cálculos iniciales se fabrica el prototipo para realizar las pruebas de circuito y comprobar si se alcanzan las características requeridas. Dependiendo del resultado de circuito éste será modificado y recomprobado hasta que se alcancen los resultados previstos. Este proceso requiere gran tiempo y gasto de recursos. El diseño asistido por computadora puede ser utilizado para acortar el proceso de diseño recortando los tiempos necesarios y disminuyendo las modificaciones necesarias a los prototipos (Tilley *et al.*, 1991; Burrows *et al.*, 2004).

¹ PÉREZ, P. J.R.: Análisis teórico experimental del accionamiento hidráulico del aparato trozador de la cosechadora de caña, Holguín, Cuba, 2006.

² CHAN, J.C.F.: Computer aided design for fluid power control systems, 1995,

Una simulación computarizada precisa puede sustituir al prototipo en casi todas etapas del desarrollo de productos excepto en la etapa de puesta a punto. El gasto de recursos, tanto monetarios como humanos, en la etapa inicial puede ser reducido dramáticamente (Dransfield, 1981).

MÉTODOS

La experiencia pasada ha demostrado que el diseño de los sistemas hidráulicos industriales consistía en que el sistema tuviera unas aceptables características dinámicas. Con las pruebas siguientes y posterior ajuste esto podría ser asegurado sin tener que llegar a realizar un análisis dinámico formal, sin embargo asegurar una buena respuesta dinámica del sistema en la etapa de diseño sólo es posible si el diseñador tiene la experiencia y cuenta con las herramientas para realizar éste tipo de análisis.

Las técnicas básicas de análisis de sistemas de control son bien conocidas (Dransfield, 1981). Básicamente:

- La representación matemática (modelo) del sistema debe ser desarrollada. Este puede ser un sistema de ecuaciones diferenciales y algebraicas, así como un diagrama de señales de algún tipo (una representación gráfica de las ecuaciones y su interrelación).
- El modelo debe ser resuelto teniendo en cuenta un estímulo de entrada para producir una respuesta y la consecuente interpretación de la calidad del sistema.
- La información del comportamiento parcial del sistema debe ser extraída por medio de diferentes técnicas siempre que no se cuente con el comportamiento completo del mismo, por ejemplo las frecuencias naturales y el amortiguamiento pueden dar información sobre la velocidad de respuesta y el grado de amortiguamiento respectivamente.

Una vez que se tiene la propuesta del sistema para realizar un trabajo determinado el método más promisorio para los diseñadores parece ser el siguiente:

- Seleccionar el modelo dinámico para los componentes del sistema a partir de una verdadera colección de modelos los cuales incluyen no linealidades significativas.
- Acoplar estos modelos en el modelo del sistema.
- Asignar valores numéricos a todos los coeficientes y relaciones.
- Simular el modelo en la computadora para obtener las respuestas al estímulo especificado a la entrada.

En la técnica moderna las transmisiones y controles hidráulicos son usados cada vez más gracias a sus muchas ventajas. Al mismo tiempo, los requerimientos hacia el comportamiento dinámico de los sistemas hidráulicos también se han incrementado en adición al ciclo de trabajo y las características estáticas. Se espera que, por ejemplo los sistemas trabajen sin vibraciones, sin choques hidráulicos, y con poco ruido, produciendo suficientes aceleraciones y desaceleraciones, acortando el arranque y frenado para incrementar la productividad. El propósito del análisis dinámico es precisamente alcanzar estos requerimientos (ANON., 2005).

La simulación hoy en día es utilizada para analizar el comportamiento de los sistemas, investigando el rol de los parámetros de diseño en las prestaciones del sistema. Además es posible simular varios escenarios y determinar el comportamiento del sistema y determinar sus límites (Garstenauer, 2001;³ Xu *et al.*, 2012, 2013).

La formulación de la función objetivo es una tarea nada trivial, pues en muchos casos el sistema debe ser optimizado en aspectos que pueden ser conflictivos (Krus, 2008).

Existen normalmente varios requerimientos con frecuencia opuestos en los sistemas técnicos, lo que hace del diseño una tarea de compromisos. Un óptimo estricto no existe para problemas de optimización multicriterio. Una forma frecuentemente utilizada en el diseño es derivar a una optimización estándar (criterio simple) que combine todos los diferentes requerimientos en una función de costo simple utilizando la sumatoria de los criterios con un peso asociado de una manera coherente. Es bien conocido que el resultado depende fuertemente de los pesos dados a cada criterio (Eschenauer *et al.*, 1990; Garstenauer, 2001³).

En el sistema objeto de análisis el incremento del momento de inercia pudiera ser positivo para mantener las revoluciones en el rango dado, sobre todo al momento de aplicación de la carga, pero es negativo para la presión, pues incrementa significativamente las pulsaciones de la misma, las cuales son de las principales causas de rotura de los componentes hidráulicos.

En optimización de sistemas no lineales grandes los únicos métodos de importancia son aquellos que pertenecen al grupo de los no-gradientes. Esto es porque es muy ineficiente calcular el gradiente de la función objetivo en cada punto. Los métodos adecuados de no-gradiente son por ejemplo el algoritmo Complejo y los métodos pertenecientes al grupo de algoritmos genéticos.

Una comparación del método Complejo y un algoritmo genético está hecha en Jansson (Axin *et al.*, 2010; Braun *et al.*, 2011; Braun y Krus, 2012, 2013; Krus, 2008⁴). Ambos métodos tienen ventajas y desventajas. El método Complejo es generalmente más rápido pero es más conveniente usarlo en problemas con variación continua de los parámetros. Los algoritmos genéticos por otra parte son más consumidores de tiempo pero pueden manipular valores discretos de los parámetros y estos algoritmos usualmente pueden ser formulados para procesamiento en paralelo, que potencialmente es un rasgo de suma importancia. El método usado en el programa, sin embargo, es el método Complejo (ANON, 2005).

El programa de simulación HOPSAN ha sido desarrollado en la división de hidráulica y sistemas mecánicos de la universidad de Linköping, desde 1977. Ha sido desde el principio un sistema para la modelación, simulación y análisis de sistemas hidráulicos. En el transcurso de los años se ha convertido en un ambiente más general para el desarrollo de sistemas. Como resultado es hoy un paquete con una biblioteca abarcadora, y un conjunto de potentes herramientas de análisis.

³ GARSTENAUER, S.: Krimbacher: Optimization of Hydraulic Systems by Means of Numerical Simulation, 2001.

⁴ KRUS, P.: Computational tools for aircraft system analysis and optimization, 26th International Congress of the Aeronautical Sciences, Anchorage, USA, ICAS, 1: 2008, 2008.

HOPSAN ha sido utilizado ampliamente por diferentes empresas y en proyectos de tesis y es distribuido de forma gratuita (ANON, 2005; Pérez, 2006).

Las altas y confiables prestaciones de HOPSAN lo hacen adecuado para aplicaciones en tiempo real y la optimización. Los algoritmos de optimización que han sido implementados en HOPSAN proporcionan la posibilidad de optimizar el comportamiento del sistema, sujeto a restricciones (Krus, 2008; Pérez, 2006).

La optimización por métodos directos requiere que la función objetivo (criterio a minimizar) sea evaluado usando la simulación un gran número de veces, pero son muy atractivos debido a que pueden optimizar sistemas no lineales completos y no se basan en modelos simplificados como hacen muchos métodos analíticos. El incremento en las prestaciones del hardware permitirá que los métodos de diseño basados en diferentes tipos de optimización directa se conviertan cada vez en más importantes (Braun y Krus, 2013).

Para realizar la optimización del sistema (Figura 1), según (Pérez, (2006), es necesario definir la función objetivo, lo cual puede ser realizado por medio de la interfase gráfica, en este caso el sistema es optimizado en cuanto a la precisión del número de revoluciones y las oscilaciones de la presión de trabajo.

Como se observa en la Figura 1 la función objetivo es una función multiobjetivo de dos variables; la primera el error de la frecuencia de rotación en el árbol del aparato trozador, y la segunda las pulsaciones de presión en el sistema, esto se logra mediante la suma del error de la frecuencia de rotación en el árbol del picador (previendo la elasticidad del árbol), la cual se compara con las revoluciones del régimen establecido (referencia), y las pulsaciones de la presión con respecto al nivel dado (con ayuda del segundo pulso), posteriormente se integra el valor absoluto de la suma anterior.

Los parámetros que son variados son los volúmenes de las cámaras,

$$V_VOLUME_1, V_VOLUME_2, V_VOLUME_3$$

que son los volúmenes de la cámara de entrada y las cámaras que unen los hidromotores

$$ML_MLOADC_1, JL_MOTORJ_2, JL_MOTORJ_5,$$

del picador y los discos, y los momentos de inercia en los árboles de los hidromotores, la magnitud de los parámetros se varía logarítmicamente puesto que el algoritmo actúa sobre el logaritmo de los parámetros. Los parámetros se variaron en los siguientes intervalos:

$$V_VOLUME_1 \in [5 \times 10^{-4}, 9 \times 10^{-3}]$$

$$V_VOLUME_2 \in [5 \times 10^{-4}, 9 \times 10^{-3}]$$

$$V_VOLUME_3 \in [5 \times 10^{-4}, 9 \times 10^{-3}]$$

$$ML_MLOADC_1 \in [4, 10]$$

$$JL_MOTORJ_2 \in [4, 10]$$

$$JL_MOTORJ_5 \in [4, 10]$$

Los intervalos están determinados por restricciones que impone tanto el equipo que es accionado, la cosechadora de

caña, la que le impone restricciones en cuanto a dimensiones (ubicación espacial) y requisitos tecnológicos, como el sistema hidráulico como tal, el que impone restricciones de tipo energético, peso y costo, entre otras.

Las características de los componentes así como los parámetros constructivos del sistema objeto de análisis se relacionan en el Anexo 1.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados numéricos de la optimización se muestran en el Anexo 2, de forma gráfica pueden apreciarse en las Figuras 2 y 3.

En el sistema optimizado se disminuye significativamente el tiempo de establecimiento de los parámetros, tanto las revoluciones (en un 50% aproximadamente), como la presión (Figura 3), esto se debe a la clara influencia del momento de inercia en los árboles de los hidromotores, el cual es inversamente proporcional al tiempo característico de los mismos, disminuyendo el tiempo de respuesta con lo que se alcanzan más rápidamente los valores establecidos de las variables, además de disminuirse la irregularidad de la frecuencia de rotación o error con respecto a la referencia (revoluciones nominales), la cual se optimiza como el área bajo la curva con respecto al valor dado (Figura 2).

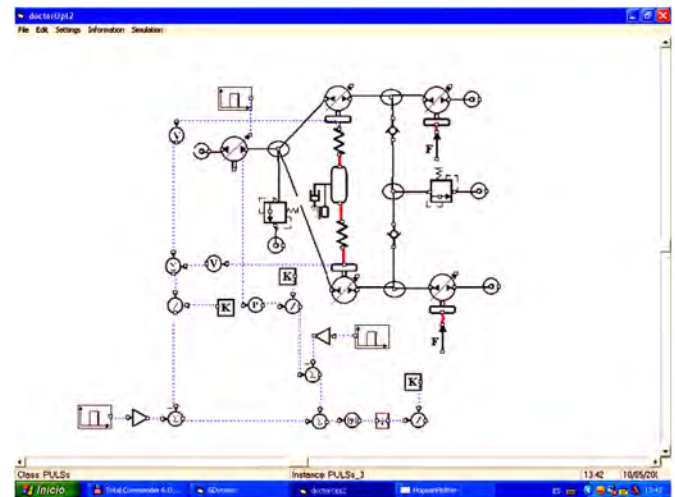


FIGURA 1. Modelo para la optimización del sistema.

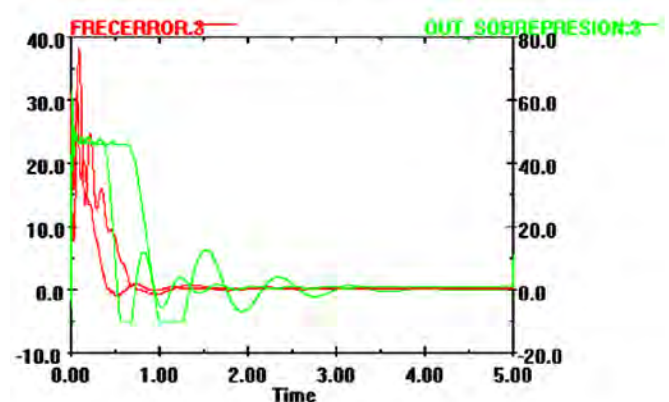


FIGURA 2. Comportamiento del error de la frecuencia de rotación y la presión en el sistema optimizado y sin optimizar.

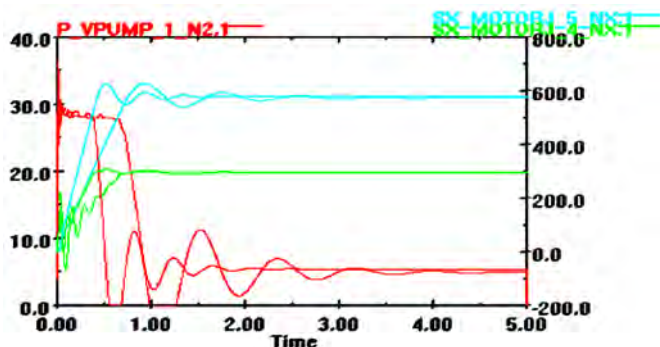


FIGURA 3. Comportamiento de las revoluciones y la presión en el sistema optimizado y sin optimizar.

CONCLUSIONES

- El sistema obtenido disminuye sustancialmente el tiempo de respuesta con respecto al sistema base, producto de la

optimización de los parámetros constructivos del sistema (momentos de inercia del volante del aparato trozador y discos de corte así como los volúmenes de las tuberías de unión de los componentes hidráulicos).

- En el sistema optimizado se disminuye significativamente el tiempo de establecimiento de los parámetros, tanto las revoluciones (en un 50% aproximadamente), como la presión, lo que trae consigo una disminución de las pulsaciones de presión y del tiempo a que el sistema está bajo la influencia de valores máximos de presión con el consiguiente incremento de la durabilidad del mismo.
- La disminución de los momentos de inercia en el volante del aparato trozador y los discos de corte, trae consigo una disminución del consumo de metales para la fabricación de la cosechadora de caña y una disminución de su peso con los conocidos beneficios que esto trae para las plantaciones cañeras.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AXIN, M.; BRAUN, R.; DELLAMICO, A.; ERIKSSON, B.; NORDIN, P.; PETTERSSON, K.; STAACK, I.; KRUS, P.: *Next Generation Simulation Software using Transmission Line Elements*, [en línea] En: *Fluid Power and Motion Control, 15th-17th September, Bath, England, UK*, pp. 265-276, 2010. Disponible en: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?searchId=4&pid=diva2%3A361259&dswid=-9962> [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- BRAUN, R.; KRUS, P.: *Multi-Threaded Real-Time Simulations of Fluid Power Systems Using Transmission Line Elements*, [en línea] En: *8th International Fluid Power Conference, March 26-28, 2012, Dresden, Germany, 2012*. Disponible en: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A514165&dswid=-2269> [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- BRAUN, R.; KRUS, P.: *Tool-Independent Distributed Simulations Using Transmission Line Elements And The Functional Mock-up Interface*, [en línea] En: *SIMS 54th Conference, 2013*. Disponible en: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A658595&dswid=5380> [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- BRAUN, R.; NORDIN, P.; ERIKSSON, B.; KRUS, P.: *High Performance System Simulation Using Multiple Processor Cores*, [en línea] En: *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'11, 18th-20th May, Tampere, Finland, 2011*. Disponible en: <http://liu.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A418367&dswid=-6444> [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- BURROWS, C.R.; EDGE, K.A.; JOHNSON, D.N.: *Power Transmission and Motion Control: PTMC 2004*, Ed. John Wiley & Sons, 334 pp., ISBN-9781860584664, 29 de octubre de 2004.
- DRANSFIELD, P.: *Hydraulic control systems--design and analysis of their dynamics*, Ed. Springer-Verlag, 250 pp., ISBN-9783540108900, USA, 1981.
- ESCHENAUER, H.A.; KOSKI, J.; OSYCZKA, A.: *Multicriteria Optimization—Fundamentals and Motivation*, [en línea] edit. Prof Dr-Ing Hans Eschenauer, Assoc Prof Dr Eng Juhani Koski, y Assoc Prof Dr hab in Andrzej Osyczka, *Multicriteria Design Optimization*, ISBN-978-3-642-48699-9, 978-3-642-48697-5, pp. 1-32, Ed. Springer Berlin Heidelberg, 1 de enero de 1990. Disponible en: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-642-48697-5_1 [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- HOPSAN: *Simulation Environment for Fluid Power Systems. Software for Fluid Power Technology*, [en línea] *International Journal of Fluid Power*, ISSN-1439-9776, 2332-1180, DOI-10.1080/14399776.2005.10781213, 6 (1): 65-70, enero de 2005.
- PÉREZ, P. J.R.: *Estado del arte de los software de simulación de los sistemas hidráulicos*, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, [en línea] 2006, Disponible en: <http://www.redalyc.org/resumen.oa?id=93215107> [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- TILLEY, D.G.; RICHARDS, C.W.; TOMLINSON, S.P.; BURROWS, C.R.; WEB-SUPPORT@BATH.AC.UK: *Role of simulation in the design of fluid power systems*, [en línea] En: *IFAC Symposium on Computer Aided Design in Control Systems, Swansea, 1991*. Disponible en: <http://opus.bath.ac.uk/3285/> [Consulta: 7 de diciembre de 2014].
- WU, W.; MAIER, H.R.; SIMPSON, A.R.: "Multiobjective optimization of water distribution systems accounting for economic cost, hydraulic reliability, and greenhouse gas emissions", [en línea] *Water Resources Research*, ISSN-1944-7973, DOI-10.1002/wrcr.20120, 49 (3): 1211-1225, 1 de marzo de 2013.
- XU, L.; LU, Q.Q.; SHAO, W.: "Parameter Optimization in the Simulation Package of Hydraulic System", [en línea] *Advanced Materials Research*, ISSN-1662-8985, DOI-10.4028/www.scientific.net/AMR.645.184, 645: 184-187, enero de 2013.
- XU, Z.; DONG, Y.; YANG, G.: *Simulation and Optimization of the Hydraulic System of 3000T Automatic Hydraulic Machine*, [en línea]. David Jin y Sally Lin, *Advances in Mechanical and Electronic Engineering*, ser. *Lecture Notes in Electrical Engineering*, ISBN-978-3-642-31506-0, 978-3-642-31507-7, pp. 381-387, Ed. Springer Berlin Heidelberg, 1 de enero de 2012. Disponible en: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-642-31507-7_62 [Consulta: 7 de diciembre de 2014].

Recibido: 12/09/2014.

Aprobado: 23/07/2015.

Publicado: 07/09/2015.

Juan Rafael Pérez Pupo, Ing. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Panamericana Sur km 1 1/2, Riobamba - Ecuador Código Postal: EC060155, Tel:593 (03) 2 998-200. Correo electrónico: perezpupo@gmail.com

ANEXO 1

Parámetros de los componentes fundamentales para los cuales se realizó el análisis

Bomba (P)

Caudal nominal = 2233,3 cm³/s

Presión nominal = 21 MPa

Momento nominal = 213,26 Nm

Frecuencia de rotación nominal = 157 rad/s

Eficiencia volumétrica = 0,97

Eficiencia mecánica = 0,92

Cilindrada = 14,16 cm³/rad

Momento de Inercia = 0,9177 kgm²

Hidromotores 1 y 2

Caudal nominal = 1333,3 cm³/s

Presión nominal = 10,5 MPa

Momento nominal = 500 Nm

Frecuencia de rotación nominal = 26,18 rad/s

Eficiencia volumétrica = 0,94

Eficiencia mecánica = 0,88

Cilindrada = 50,05 cm³/rad

Momento de inercia en el árbol = 7,5 kg/m²

Hidromotores 3 y 4

Caudal nominal = 833,3 cm³/s

Presión nominal = 12 MPa

Momento nominal = 270 Nm

Frecuencia de rotación nominal = 31,4 rad/s

Eficiencia volumétrica = 0,94

Eficiencia mecánica = 0,88

Cilindrada = 25,64 cm³/rad.

Momento de Inercia en el árbol = 4,5 kg/m²

Red de conductos

Tubos:

T25 x 3 □ (Espesor 3 mm y diámetro interior 19 mm), L = 3000 mm

T20 x 3 □ (Espesor 3 mm y diámetro interior 14 mm), L = 1200 mm

T30x3 □ (Espesor 3 mm y diámetro interior 24 mm), L = 2000 mm

Latiguillos

1" □ (Diámetro interior 25,4 mm), L = 470 mm

3/4" □ (Diámetro interior 19 mm), L = 880 mm

ANEXO 2

Optimización múltiple parámetros mínimo desviación rpm picador y presión bomba

Optimisation converged in function values

DISPLAYING FINAL POINT, REACHED AFTER 124 ITERATIONS

V_VOLUME_2 = 7,886845E-04 min & max = 7,683905E-04 8,100092E-04

V_VOLUME_1 = 5,611090E-04 min & max = 5,508466E-04 5,848071E-04

V_VOLUME_5 = 5,878695E-04 min & max = 5,390552E-04 5,878695E-04

ML_MLOADC_1 = 4,10120 min & max = 4,07751 4,11335

JL_MOTORJ_2 = 4,00028 min & max = 4,00019 4,00108

JL_MOTORJ_5 = 4,00070 min & max = 4,00070 4,00329

Number of calc 5501 STORED 5001 In 0 seconds

FMAX = -7,365431E-07 5

FMIN = -7,366146E-07 7

The optimization took 0 minutes and it took 194 function evaluations to reach the displayed optimum