

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

JULIANO LINK DOS SANTOS

OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR MEIO DE ALGORITMO
GENÉTICO

Joinville

2020

JULIANO LINK DOS SANTOS

OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR MEIO DE ALGORITMO
GENÉTICO

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Dr. Sérgio Junichi Idehara

Joinville

2020

JULIANO LINK DOS SANTOS

OTIMIZAÇÃO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR MEIO DE ALGORITMO
GENÉTICO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Sérgio Junichi Idehara
Orientador
Presidente

Prof. Dr. Alexandre Mikowski
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Andrea Piga Carboni
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

Dedico este trabalho a minha querida irmã Juliana Link dos Santos (in memorian), que se foi, em meio a graduação, mas que sempre fez tanto por mim, para chegar aqui.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por me acompanhar, me dando força e discernimento para aproveitar as inúmeras oportunidades que me trouxeram até aqui.

À minha família, em especial meus pais, Luiz Gabriel dos Santos e Sirlane A. Link dos Santos, por me apoiarem e por sempre estarem presentes em minha vida e mesmo com dificuldades puderam me proporcionar, com muito incentivo e motivação, os meios para conclusão de meus estudos.

À UFSC por me oportunizar um ensino gratuito e de qualidade e seu corpo docente pelos ensinamentos transferidos durante toda a graduação. Principalmente ao meu orientador e professor Dr. Sérgio Junichi Ideraha, por acreditar em meu potencial para a realização deste trabalho, mostrando interesse por minha evolução se prontificando para solucionar e corrigir eventuais problemas durante o desenvolvimento deste trabalho.

Não poderia deixar de agradecer aos inúmeros amigos que pude cativar durante minha trajetória na graduação. Mas, certamente, um agradecimento a família República Toka, republica em que residi durante esse tempo, em especial ao Bruno Storti, Gustavo Ramos, Leonardo e ao Pedro Quirinus. E também ao Luis Lisboa e Djenifher Moura, que me acolheram em seu lar durante o último período de graduação. Amigos, que certamente devo muito de minha evolução acadêmica e pessoal, sem os quais estaria estagnado no tempo.

Agradeço também ao meu amigo e colega Ariel Gustavo Avi, por disponibilizar seu veículo, e todos os dados obtidos pelas aferições e testes dinâmicos. Sem os quais o desenvolvimento deste trabalho não seria o mesmo.

Os agradecimentos aqui citados, com certeza, não são suficientes, pois não há limites para uma conquista. Aos que não foram citados aqui, e que me acompanharam de alguma maneira nessa conquista, sintam-se agradecidos da mesma forma.

RESUMO

O sistema de transmissão é um componente fundamental para o movimento do veículo, convertendo a velocidade rotacional e torque entregue pelo motor em energia útil para ser usada pela roda. Amplamente estudada pela dinâmica veicular, a transmissão tem suas configurações e propriedades muito bem embasadas. Havendo, atualmente, dificuldades quanto à escolha de suas relações constituintes, estágios das marchas, quais as mais apropriadas para adversidades que o veículo estará sujeito ou a busca pela otimização de seu sistema. Desta forma, na busca por um método seguro, eficiente e eficaz para avaliar o comportamento do veículo e da transmissão, implementa-se, o modelo de dinâmica veicular longitudinal, simulando o problema em um código computacional no programa Matlab. A partir disto, e com a validação das respostas obtidas com resultados coletados em teste reais do comportamento do veículo, desenvolve-se um procedimento capaz de gerar um novo conjunto de relações de transmissão que possa ser considerada ótima para as necessidades impostas por meio do algoritmo de inteligência artificial.

Palavras-chave: Caixa de transmissão, Relação de redução, Simulação, Otimização, Algoritmo genético.

ABSTRACT

The transmission system is a fundamental component for the movement of the vehicle, converting the rotational speed and torque delivered by the engine to useful energy to be used by the wheel. Widely studied by the vehicle range, the transmission has its setups and properties very well based. The existing difficulty is the choice of its constituent relations, stages of the gears, which are the most appropriate for adversities that the vehicle is subject to or in search of the optimization of its system. In this way, in the search for a safe, efficient and effective method of evaluating vehicle behavior and transmission, it has been implemented, from the longitudinal vehicular dynamics model, simulating the problem in a computational code in the Matlab program. From this, and with the validation of the selected responses with the results collected in real tests of vehicle behavior, develop a procedure capable of generating a new set of transmission ratios that can be considered optimum for the applications imposed by means of artificial intelligence algorithm.

Keywords: Gear Box, Reduction Ratio, Simulation, Optimization, Genetic Algorithm.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Caixa de transmissão manual com cinco velocidade para carro de passageiros.....	15
Figura 2 - Caixa de transmissão de sete velocidades para carro de passageiros.	15
Figura 3 - Interface de comunicação CAN-Arduino Freematics OBD-II UART Adapter	25
Figura 4 - Pesagem do veículo	26
Figura 5 - Processo de execução de um algoritmo genético	29
Figura 6 - Exemplo de cruzamento de um algoritmo genético	31
Figura 7 - Exemplo de mutação de um algoritmo genético	32
Figura 8 - Veículo em teste no dinamômetro.....	37
Figura 9 - Gráfico torque e potência	38
Figura 10- Aceleração do veículo	40
Figura 11 - Diagrama Força trativa x velocidade.....	43
Figura 12 - Diagrama de aceleração por rotação do motor.	44
Figura 13 - Diagrama dente de serra.	45
Figura 14 - Diagrama desempenho do veículo em aceleração.....	46
Figura 15 - Comparação entre resultados teórico e experimental.	47
Figura 16 - Representação gráfica de uma execução do algoritmo genético.	52
Figura 17 - Representação gráfica de uma execução do algoritmo genético, aproximando a solução ótima encontrada.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes de atrito de rolamento.....	21
Tabela 2 - Dados de entrada para modelagem	41
Tabela 3 - Coeficientes de atrito para automóveis em vários tipos de pista.	41
Tabela 4 - Intervalo de otimização.	48
Tabela 5 - Dados de entrada do algoritmo genético para otimização	50
Tabela 6 - Resultados alcançados no tempo de 0 a 100km/h.....	51
Tabela 7 - Resultados obtidos variando o diferencial	55

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	OBJETIVOS.....	12
1.1.1	Objetivo Geral	12
1.1.2	Objetivos Específicos	12
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	13
2.1	TRANSMISSÃO VEICULAR	13
2.2	OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS	18
3	MODELO NUMÉRICO	20
3.1	MODELAGEM DA DINÂMICA VEICULAR	20
3.2	CONFIGURAÇÃO PARA VALIDAÇÃO DO MODELO.....	24
3.2.1	Setup do experimento	25
4	OTIMIZAÇÃO POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO	27
4.1	OTIMIZAÇÃO PELO ALGORITMO GENÉTICO.....	27
4.1.1	Cruzamento	30
4.1.2	Mutação	31
4.1.3	Seleção	32
4.1.4	Análise de parâmetros	33
4.1.5	Seleção de parâmetros do algoritmo genético utilizado	35
5	VALIDAÇÃO DO MODELO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA	37
5.1	CURVA DE TORQUE DO VEÍCULO DE TESTE.....	37
5.2	TEMPO DE 0 A 100KM/H DO VEÍCULO DE TESTE	39
5.3	DESEMPENHO DO VEÍCULO MODELADO.....	40
6	RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO	50
6.1	OTIMIZAÇÃO VARIANDO A RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO.....	50
6.2	SOLUÇÃO COM VARIAÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO E DIFERENCIAL.....	53
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	57
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	58
	APÊNDICE A CÓDIGO DE OTIMIZAÇÃO	64

1 INTRODUÇÃO

A função da transmissão é adaptar o torque disponível do motor às necessidades do veículo, que são impostas pela natureza da estrada, da vontade do motorista e das exigências ambientais (GENTA; MORELLO, 2009), sendo parte fundamental para que ocorra a translação do veículo. Foram feitos muitos estudos sobre ela desde a introdução dos automóveis no mercado. Assim, hoje em dia, suas propriedades e disposições já são bem conhecidas.

Devido ao constante desenvolvimento da indústria automotiva, muitas vezes rápido e bastante competitivo, resulta entre outras coisas que determinados sistemas e subsistemas do veículo atinjam tal desenvolvimento que, aparentemente, os conceitos não são mais modificáveis. Um desses sistemas, que seu princípio funcional já está consolidado no mercado, sem grandes aperfeiçoamentos, é a transmissão automotiva (GENTA; MORELLO, 2009). Entretanto, mesmo neste contexto, percebe-se que existem inúmeras combinações possíveis de relação de transmissão, que a caixa pode englobar em suas configurações. Apresentando, normalmente, uma configuração na linha leve dividida em cinco relações de transmissão, proporcionando desta forma a viabilidade da translação dos veículos, tendo certo desempenho na dinâmica veicular. Essa configuração é predisposta em câmbios manuais, e em situações específicas nas caixas automáticas e automatizadas. Um tipo de caixa automática é o chamado câmbio de transmissão continuamente variável (CVT). Neste é possível variar, dentro de seu intervalo de operação, infinitas relações de transmissão. Mas, normalmente pode ser separado por uma predefinição de fábrica em cinco ou seis relações. Isto porque parte dos motoristas ainda preferem este tipo de configuração e controle do momento das trocas de marchas.

Neste contexto existem limitações por conta dessas predefinições de fábrica, que produz um modelo de veículo padrão com mesmas configurações, de modo mais genérico, sem considerar que os veículos estarão submetidos a condições diferentes em função do terreno, manobrabilidade e da forma com que cada condutor age sobre a aceleração e frenagem. Podendo, desta maneira, elevar o desgaste de componentes e o consumo de combustível. Por consequência, gerando problemas no sistema de transmissão, que por estarem submetidos em diferentes circunstâncias causam problemas distintos de um veículo para outro. Isso também se dá pelo fato de que o consumidor final muitas vezes não o utiliza de maneira correta, para as finalidades que foram projetados ou mesmo que tenha preferência por preparação automotiva, e faça alterações, necessitando muitas vezes na substituição do sistema de transmissão para

melhor adequação a situação. Para assim evitar um sobre carregamento e estresse desnecessários, causando a perda de eficiência e/ou desempenho esperado.

Desta forma é interessante a implementação de algum meio que possa efetuar os cálculos mais rápidos e eficientes para se determinar o conjunto de relações adequadas para cada caso. No entanto, o método utilizado, em alguns casos, ainda é por meio de técnicas antigas, se tornando uma ferramenta ultrapassada, que apesar de apresentar resultados práticos, muitas vezes não são considerados como apropriados as inúmeras finalidades, mostrando ser uma solução limitada (DEB; GOYAL, 1997). Aparentando ser um modo ultrapassado de projeto, pois baseia-se nas formas antigas de cálculos manuais, das configurações e propriedades possíveis. Eventualmente ocasionando os mesmos resultados que já foram obtidos antes e por vezes deixando sem novas opções de solução para novas necessidades, como por exemplo se houver diminuição no número de marchas da transmissão e manter a mesmas características do sistema de transmissão.

E, de um modo geral, para se obter as informações necessárias para a realização dos cálculos que apresentaram as características fundamentais da transmissão, emprega-se os conhecimentos adquiridos dos estudos de dinâmica veicular longitudinal. Baseada na modelagem física da segunda lei de Newton aplicada aos movimentos de translação e rotação, encontrando-se as forças externas que atuantes no veículo, desse modo chega-se aos valores das resistências, que o veículo deverá superar para que possa existir o movimento (GILLESPIE, 1992). Desta forma para que sejam possíveis os cálculos de aquisição das relações de transmissão, três informações básicas são necessárias, sendo: as forças de resistência que o veículo estará submetido, as informações técnicas do motor e os aspectos desejados de aceleração, potência e velocidades que deverão ser alcançadas.

Agora é possível gerar modelos (equações diferenciais) para descrever o comportamento de componentes individuais de um veículo, que podem ser integrados em modelos globais do veículo, permitindo a simulação e a avaliação da dinâmica veicular. Tais modelos podem prever o desempenho que dificilmente pôde ser resolvido no passado da engenharia, com tamanha exatidão (GILLESPIE, 1992). Com os grandes avanços nos métodos computacionais das últimas décadas, principalmente no que diz respeito ao poder computacional existente, viabilizou-se a utilização, até mesmo, de técnicas de inteligência artificial para resolver problemáticas de grande complexidade, como neste caso das relações ideais de transmissão veicular.

Pretendendo, então, obter novas configurações de transmissão para veículos já comercializados e também para o consumidor final, em caso de necessidade da troca do cambio

de marchas para atender suas próprias exigências, objetiva-se uma implementação capaz de modelar fisicamente o comportamento de veículos no software Matlab de forma automatizada, eficaz e eficiente. E posteriormente a elaboração de um código capaz de otimizar a dinâmica veicular. O processo irá comparar as relações já existentes com a melhor configuração de relações obtida na otimização dessa condição. Para isso utilizando uma das técnicas meta-heurísticas de inteligência artificial, da lógica, de algoritmo genético (AG).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo otimizar caixas de transmissão, selecionando possíveis relações, que possam ser adequadas ao veículo, visando o aprimoramento nos campos da eficiência e melhor utilização de potência fornecida pelo motor.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Descrever a dinâmica veicular por software implementado;
- Realizar ensaios em veículos com condições semelhantes as que foram utilizadas no código;
- Analisar se os resultados obtidos na simulação estão condizentes aos resultados dos testes reais;
- Desenvolver um algoritmo capaz de determinar novas combinações de relações para a caixa de transmissão.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta a contextualização em relação a transmissão veicular, de como as dificuldades no projeto da dinâmica veicular são solucionadas atualmente. E também de que forma pode-se resolver, de uma maneira genérica, a problemática da escolha de relações para o escalonamento de uma caixa de marchas.

2.1 TRANSMISSÃO VEICULAR

Segundo Genta e Morello (2009), qualquer veículo movido por um motor a combustão necessita de uma transmissão, a fim de converter a velocidade de rotação e o torque de seu motor em energia útil a roda. Dentro do que engloba o termo transmissão, são geralmente incluídos um dispositivo de partida (embreagem ou conversor de torque), caixa de engrenagens com relação variável, tomada de força, usada para operar equipamentos externos ao veículo, e o comando final e diferencial, que movimentam a roda. Em outras palavras, o termo compreende toda a sequência cinemática que conecta as rodas ao motor.

Estima-se que o conceito de utilização de um multiplicador de torque em motores foi empregado por volta de cem anos antes da data oficial da criação do automóvel (1886). E o desenvolvimento das caixas de mudança de marchas desde então esteve diretamente ligado ao aprimoramento dos motores utilizados (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

Durante a criação das máquinas a vapor, houve também um grande desenvolvimento das transmissões, dado que a força fornecida pelos dispositivos a vapor não supria a necessidade desejadas para a aplicação. Consequentemente, as transmissões desempenhavam o papel de adaptação do movimento alternativo, gerado pelos pistões a vapor, para o movimento rotacional (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

Então em 1821, Griffith apresentou um sistema de transmissão com engrenagem deslizante, que foi vastamente utilizado como forma de solução barata no século XIX. Em 1827, Pecqueur alcançou o objetivo de diferenciar as velocidades das rodas, internas e externas, em curvas, por meio do emprego de um diferencial. Bodmer em 1834, projetou a transmissão de engrenagens planetária, mais tarde utilizadas em transmissões automáticas e automatizadas. Em 1879, Selden patenteou o projeto de uma caixa de engrenagem deslizante, com embreagem e marcha ré como parte de uma patente global para um veículo com motor a pistão (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

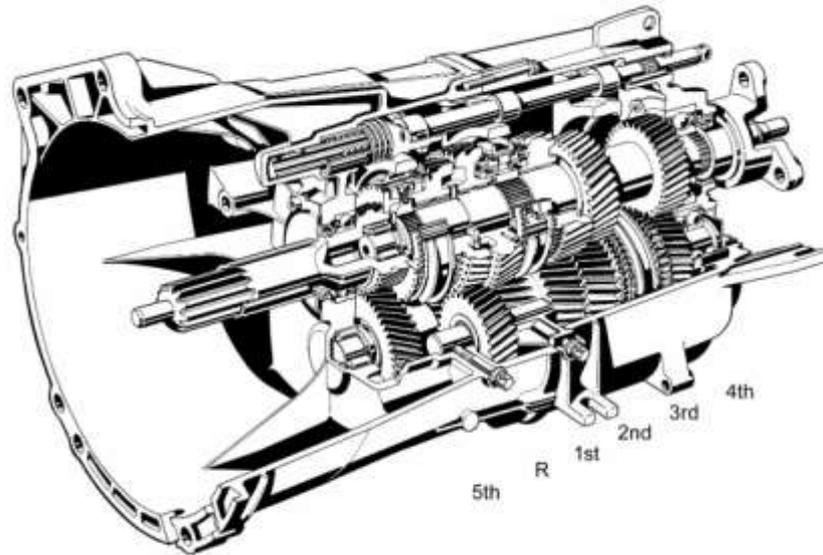
ZF Soden cria uma transmissão com seletor de marcha em 1915, empregando um sistema de sincronismo e um sistema de embreagem. A marcha poderia ser escolhida através da utilização de uma alavanca, com o pedal de embreagem acionado, desacoplando-a, os motoristas então, realizavam o engrenamento da marcha já pré-selecionada. Em 1928, Maybach reduziu o ruído dos câmbios, com a criação de engrenagens helicoidais. Em 1934, a ZF Soden desenvolve um câmbio de troca de marchas com formato similar aos padrões conhecidos atualmente, com todas as marchas à frente sincronizadas. Assim, dessa forma ocorreu a evolução das transmissões automotivas (LECHNER; NAUNHEIMER, 1999).

Como se exemplifica, o conceito de transmissão veicular engloba teoricamente todo o sistema composto a partir da saída do torque e potência do motor, até a sua entrega às rodas de tração, em meio as conversões de torque e velocidade de rotação. Com foco no estudo da caixa de engrenagens, esse trabalho irá desenvolver a otimização das relações da caixa de marchas e em caso separado do conjunto relações de transmissão com a relação do diferencial. Desta maneira, consideram-se os demais componentes, como embreagem (ou conversor de torque para caixas automáticas), sendo constantes no conjunto do powertrain. O que de fato pode ser feito caso não haja troca desses componentes nos veículos simulados ou testados de um produto em desenvolvimento.

No cenário atual, após as evoluções vividas no projeto da caixa de marchas, seu esquema adotado já está bem consolidado e conhecido, com suas vantagens e desvantagens (GENTA; MORELLO, 2009). Houve muitas outras ramificações quanto às tecnologias desenvolvidas para fazer essa função de conversão de torque.

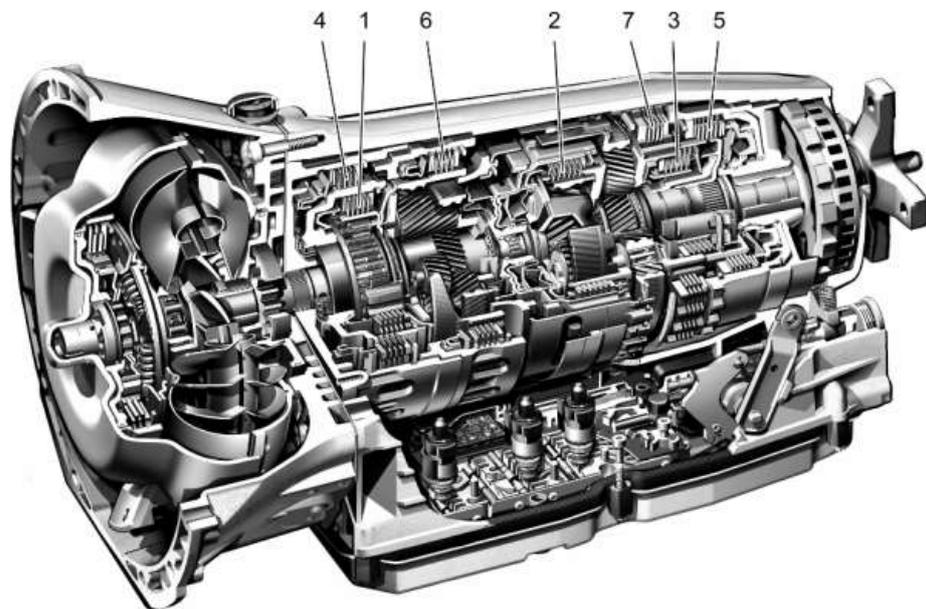
Dentro dos seus segmentos, a caixa de marchas pode ser dividida simplificada em transmissão manual, mostrada na Figura 1, transmissão automática convencional, na Figura 2, e uma junção destas, chamada de transmissão automatizada. Há também a transmissão CVT, mas que não será abordada por não se tratar de uma transmissão por estágio, podendo assumir, como discutido anteriormente, infinitas relações dentro do seu intervalo de atuação.

Figura 1 - Caixa de transmissão manual com cinco velocidades para carro de passageiros.



Fonte: Naunheimer (2010, p.483).

Figura 2 - Caixa de transmissão de sete velocidades para carro de passageiros.



Fonte: Naunheimer (2010, p.506)

As diferenças mais perceptíveis entre a transmissão manual e automática são, o acoplamento da caixa ao motor e o conjunto de engrenagens. Na caixa manual o acoplamento é feito através de uma embreagem acionado pelo motorista e a seleção dos pares é realizada por meio de sincronizadores deslizantes no eixo, que faz com que a velocidade do eixo e da engrenagem sejam sincronizadas. E a relação de transmissão é gerada por pares engrenados contrapostos.

Já na em transmissões automáticas, Figura 2, em geral, a transformação de torque e velocidade de rotação são feitas, também, por meio de engrenagens, mas que muitas vezes consistem em conjuntos de engrenagens planetárias (KOUROUSSIS; DEHOMBREUX; VERLINDEN, 2015), e suas trocas são feitas automaticamente por intermédio de embreagens e freios que atuam nos eixos, deixando engrenagens travadas ou ociosas, forçando outros conjuntos atuarem no fluxo de potência. E seu acoplamento mecânico no motor é realizado, geralmente, por um dispositivo conhecido por conversor de torque, que utiliza a dinâmica do fluido contido no seu interior. O fluido passa através de uma bomba gerando o movimento da turbina acoplada ao eixo de transmissão, que então retorna à bomba passando por um estator.

A exigência, nos últimos anos, de maior eficiência no consumo de combustível, maior desempenho na condução e maior conforto impulsionou o desenvolvimento de tecnologia de motores e transmissão na indústria automotiva, e vários tipos de transmissões estão atualmente disponíveis no mercado para atender a essa demanda (CAVINA et al., 2014).

Segundo Prayoonrat e Walton (1988), por se tratar de um elemento tão comum de máquinas, existem muitos estudos relacionados às engrenagens. A otimização da caixa de marchas pode ser dividida em duas categorias, ou seja, no par de engrenagens simples ou na caixa de engrenagens. Convencionalmente feita com base no método clássico como mostrado em Naunheimer et al. (2010), a análise dimensional de duas engrenagens utiliza conceito de pinhão e coroa. Esse método facilita o projeto, ainda que não considere o comportamento dinâmico do veículo (SHOJAEEFARD; TALEBITOOTI; SATRI, 2013).

A abordagem clássica para encontrar as relações de engrenagem adequadas tem sido a escolha de uma caixa de engrenagens e uma sequência de engrenamento correspondente, e então variar as relações de transmissão por tentativa e erro, até que se obtenha a melhor razão de redução possíveis (SHOJAEEFARD; TALEBITOOTI; SATRI, 2013).

Hoje, principalmente, devido ao aumento de demanda por desenvolvimento de veículos eficientes é justificável a busca pelo aperfeiçoamento dos métodos de projetos. Modelos off-line (numéricos) podem ser usados em projeto de desenvolvimento de veículos. A maior vantagem dos modelos de simulação sobre os testes de campo são os custos e a redução do tempo de desenvolvimento necessário. O trem de força, e um exemplo de sistema que se torna vantajoso a modelagem numérica. Este fornece o torque de condução necessário para a aceleração e manuseio do veículo, tornado necessário desenvolver um modelo de powertrain capaz de prever o desempenho de aceleração e frenagem do veículo, antes de testes reais (JANARTHANAN; PADMANABHAN; SUJATHA, 2012).

Notando essa necessidade para o desenvolvimento de projetos, muitos trabalhos voltados para essa problemática foram realizados, principalmente no que se refere ao powertrain. O primeiro modelo de motor dinâmico, baseado na física do motor, e que reconhece os efeitos do acelerador, a dinâmica do coletor de admissão e a natureza discreta de um motor de ignição por faísca de quatro tempos foi desenvolvido por Dohner (1980). Desde então muitos outros trabalhos foram baseados na implementação de modelos numéricos de motores. Como os trabalhos de Rajamani (2005), Weeks e Moskwa (1995), Yanakiev e Kanellakopoulos (1995), Kao e Moskwa (1995). Diferenciando em seus trabalhos os motores estudados, a forma de abordagem e considerações do sistema.

Assim o desenvolvimento de modelos de simulação foi aplicado por toda linha de transmissão. Nos trabalhos feitos por Kotwicki (1982), Tsangarides e Tobler (1985) é apresentado modelos dinâmicos do acoplamento do motor a caixa de transmissão automática por meio do conversor de torque, esses trabalhos tiveram como foco prever o comportamento dinâmico desse componente utilizando métodos diferentes.

O modelo desenvolvido por Kotwicki (1982) é baseado em um ajuste de regressão quadrática dos dados de um experimento simples, o qual compreende apenas determinar as velocidades e torques de entrada e saída.

Tsangarides e Tobler (1985) elaboraram um modelo capaz de prever o comportamento dinâmico de um conversor de torque com embreagem de derivação centrífuga.

Já no trabalho de Hrovat e Tobler (1985) a utilização de um modelo de conversor de torque dinâmico é feito através de um conjunto de quatro equações diferenciais não lineares de primeira ordem.

Runde (1986), em seu trabalho desenvolveu um modelo matemático para simulação da transmissão automática Hydramatic 440, usando o método gráfico de ligação.

Mianzo (2000) utilizou um modelo de transmissão usando o método de analogia de alavanca para o diagnóstico de bordo e controle de transmissão.

Cho e Hedrick (1989) criaram um modelo dinâmico de powertrain de um automóvel de passageiros equipado com um motor a gasolina de seis cilindros e uma transmissão automática de quatro velocidades.

Bi et al. (2002) desenvolveram um modelo de simulação numérica temporal para prever o desempenho de veículos pesados e o consumo de combustível em condições de aceleração.

Yao et al. (2008) apresentaram um modelo de powertrain simples e eficiente estabelecendo que a interação entre o powertrain e a dinâmica do veículo contribui significativamente para o manuseio do veículo e a resposta ao movimento.

Chegando ao fim da linha de transmissão do torque e da velocidade de rotação, tem-se a roda. Houve muitos trabalhos relevantes a respeito desse tema, como os dos autores Garber e Shwartzman (1984), Schmid (1995), Hetherington (2005) e Coutermarsh (2007). Que apresentaram modelos para a interação entre a roda e o solo, fator esse imprescindível para que todo o torque seja convertido em movimento longitudinal do veículo.

Tendo como base os estudos da literatura vista, esse trabalho pretende por meio de uma abordagem prática de projeto a otimização de caixas de transmissão, fazendo uma conciliação entre modelos tradicionais e simplificados. O modelo de simulação pode ser simples e ao mesmo tempo tem a necessidade de representar as características da dinâmica do veículo. Ainda que há muitos modelos de powertrain de veículos para a simulação, faz-se necessário um modelo genérico para assim englobar a maior quantidade de veículos possíveis. Utiliza-se no presente trabalho, para tanto, a simulação numérica no software Matlab, empregando o conceito de inteligência artificial, que neste caso é o algoritmo genético. Essa lógica numérica está sendo cada vez mais aplicada em problemas de projetos de engenharia e está apresentando qualidade de otimizações superior do que a alcançada pelos métodos clássicos.

2.2 OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS NA ENGENHARIA

A exemplo de aplicações de otimização bioinspirada na engenharia, Wang (2005), utiliza uma abordagem de algoritmo híbrido para a otimização por meio de simulações, mesclando algoritmo genético e rede neural. Seu trabalho é aplicado em um problema de projeto de vaso de pressão, e comprova a viabilidade e eficácia da estrutura com resultados muito melhores comparados com resultados existentes na literatura.

Millo, Arya e Mallamo (2018), utilizaram uma metodologia de inteligência artificial para otimizar a última geração de motores diesel automotivos. Aplicando o algoritmo genético, pode-se reduzir o tempo e esforço de calibração pela metade, e ao mesmo tempo obtendo melhores resultados de calibrações. Os resultados foram comparados com uma calibração otimizada usando um método tradicional de abordagem e que mostrou uma redução considerável na emissão de gases e consumo de combustível.

Qin et al. (2018) empregam o algoritmo genético como um otimizador de forma da estrutura do corpo de carroceria. O algoritmo é avaliado por meio de teste e comparado com uma variedade de algoritmos meta-heurísticos atuais para demonstrar sua validade e eficácia.

Em Kakandikar e Nandedkar (2018), aplica o algoritmo genético juntamente com simulações baseadas em elementos finitos, para otimização do processo de conformação de peças de grandes dimensões, com o objetivo de minimizar o efeito de retorno da área conformada, causada pelo efeito elástico do material. Os resultados indicam melhor previsão do retorno elástico e a otimização do processo pode ser obtida com o uso combinado desses métodos e ferramentas.

Fonseca et al. (2005) discutem o desenvolvimento de um modelo de algoritmo genético que minimize a soma ponderada das magnitudes vibracionais dos componentes rotativos da malha de engrenagens. O algoritmo genético aplicado ao modelo construído foi capaz de superar os ótimos locais, no par engrenado do conjunto de engrenagens, e quase alcançar a soluções ótimas globais.

Com base nessas referências nota-se que existem muitos estudos direcionado ao sistema de transmissão. E que há a preocupação em relação a modelagem do powertrain e sua influência na dinâmica veicular. Os avanços de aplicações da lógica do algoritmo genético para a otimização de projetos de engenharia estão auxiliando com seus resultados melhores que os obtidos por métodos clássicos e em tempo de desenvolvimento mais curtos. Propondo-se então conceber um novo algoritmo de simulação com uma abordagem prática para o projeto de otimização das relações da caixa de transmissão, esse modelo deve em um primeiro estágio ser capaz de reproduzir a dinâmica veicular longitudinal real. E com base nesses dados, empregar um método de otimização matemática baseado nessa dinâmica para obter a relação entre dimensão/número de dentes das engrenagens da transmissão.

3 MODELO NUMÉRICO

De modo a realizar a otimização das relações de um conjunto de engrenagens, adotou-se a estratégia de dividir em três etapas este trabalho. Em um primeiro momento há a preocupação que o modelo seja capaz de representar o comportamento do veículo em aceleração pura. Então, construiu-se um modelo dinâmico para que o algoritmo fosse capaz de reproduzir tais características.

Após essa implementação, testes experimentais foram feitos no veículo simulado, com o intuito de medir o desempenho e assim poder validar o código base. E então, na sequência, na última etapa, implementou-se o método de otimização por meio da lógica do algoritmo genético. Nesta última etapa é empregada as características consideradas necessárias para o desempenho do veículo, para obter as soluções do conjunto das relações de transmissão mais específicos ao problema.

Esse processo busca ilustrar a metodologia para que possa ser usado em outros veículos, de forma genérica, atualizando os valores característicos do novo veículo a ser otimizado e que apresentará como resultado a melhor relação de transmissão, possível, de acordo com as propriedades desejadas pelo operador.

3.1 MODELAGEM DA DINÂMICA VEICULAR

Como ponto de partida para a modelagem do sistema, são necessárias as informações do veículo e de seu motor. Desse modo, obtêm-se a potência disponível do motor, proporcional a sua rotação, utilizada então para transladar o veículo. E, também, pelas características do veículo, estima-se as forças de resistências, que deverão ser superados pelo torque do motor, ampliado ou reduzido, na caixa de transmissão.

Segundo Wong (2008), para se descrever totalmente o desempenho do veículo é necessário determinar as resistências como funções da velocidade, além da relação entre o esforço de tração e velocidade do veículo. Então de forma a representar o comportamento do veículo utiliza-se as equações desenvolvidas pelos autores Gillespie (1992), Nicolazzi (2008) e Wong (2008), em suas respectivas obras. Wong (2008), mostra que em terreno plano, as maiores forças de resistência são as de rolagem (R_r) e aerodinâmica (R_a), podendo desconsiderar as demais, e são calculadas pelas equações (1) e (2):

$$R_r = f G \cos(\theta) \quad (1)$$

cujo,

R_r = Resistência ao rolamento [N];

f = Coeficiente de resistência ao rolamento;

G = Força peso do veículo [N];

θ = Ângulo de aclave.

Conforme dados ilustrados na Tabela 1, a seguir, tem-se que o coeficiente de resistência ao rolamento estimado para veículos que atuam em pistas de asfalto é de $f=0,011$.

Portanto, utilizou-se este dado como valor de referência.

Tabela 1 - Coeficientes de atrito de rolamento.

Tipo de Solo	f
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada compactada	0,045
Pedra britada solda	0,080
Terra batida	0,060
Areia solta	0,100 ~ 0,300
Gramma	0,045 ~ 0,100
Barro	0,100 ~ 0,400
Neve profunda	0,075 ~ 0,300

Fonte: Nicolazzi (2008, p.12).

E para a resistência aerodinâmica utiliza-se a seguinte equação:

$$R_a = A r_o C_x (V/3,6)^2 \quad (2)$$

sendo,

R_a = Resistência aerodinâmica [N];

A = Área do veículo da vista frontal [m²];

r_o = Densidade do ar [kg/m³];

C_x = Coeficiente de arrasto aerodinâmico do veículo;

V = Velocidade do veículo [km/h];

3,6 = Constante para converter a unidade de medida da velocidade [(km s)/(h m)].

Após obter as forças de resistências é possível determinar as condições desenvolvidas pelo veículo em aceleração, como força trativa, aceleração e velocidade, pois essas são dependentes das resistências que veículo deverá superar pelo emprego de um motor. Então, para a modelagem mais adequada, consideram-se os cálculos para cada relação de marcha e a respectiva rotação do motor. Utilizando-se as equações apresentadas a seguir:

Força trativa:

$$F_x = (T_e N N_{dif} r_m) / (R_p 1,02) \quad (3)$$

sendo,

F_x = Força trativa do veículo [N];

T_e = Torque do motor [N*m];

N = Relação do par engrenado;

N_{dif} = Redução do diferencial;

r_m = Rendimento estimado da transmissão;

R_p = Raio da roda [m];

Velocidade do veículo:

$$V = (3,6 RPM \left(\frac{2\pi}{60}\right) R_p 1,02 r_m) / (N_i N_{dif}) \quad (4)$$

Sendo:

V = Velocidade do veículo [km/h];

RPM = Rotação do motor por minuto;

R_p = Raio da roda [m];

N_i = Relação do par engrenado;

N_{dif} = Redução do diferencial;

r_m = Rendimento estimado da transmissão.

Aceleração:

$$a = (F_x - (R_r + R_a)) / (M \gamma_{m,i}) \quad (5)$$

Onde:

a = Aceleração do veículo [m/s²];

F_x = Força trativa [N];

R_r = Resistência ao rolamento [N];

R_a = Resistência aerodinâmica [N];

M = Massa do veículo [kg];

$\gamma_{m,i}$ = Fator de massa na i -ésima marcha.

$$\gamma_{m,i} = 1,04 + 0,0025 \xi_{o,i}^2 \quad (6)$$

O primeiro termo do lado direito desta equação representa a contribuição da inércia rotativa das rodas, enquanto o segundo termo representa a contribuição da inércia dos componentes ao girarem na velocidade equivalente do motor com a relação de redução de marcha geral $\xi_{o,i}$ em relação a roda motriz (WONG, 2008).

Empregando a relação de equacionamento estabelecido por Wong (2008) é possível obter a força líquida produzida pelo veículo, sendo a força extra, útil para vencer aclives, rebocar uma carga, mas que para este modelo tem como função exclusiva a elevação da velocidade e aceleração.

Posteriormente, utilizando a força líquida pode-se então determinar a distância e o tempo necessário para alcançar uma velocidade específica.

$$\gamma_{m,i} M \frac{dV}{dt} = F_x - \sum R = F_{net} \quad (7)$$

Sendo:

$\frac{dV}{dt}$ = derivada da velocidade no tempo.

O esforço de tração líquido F_{net} disponível para acelerar o veículo é função da velocidade do veículo:

$$F_{net} = f(V) \quad (8)$$

Portanto,

$$dt = \frac{\gamma_{m,i} M dV}{f(V)} \quad (9)$$

Substituindo a equação (7) e (8) na equação (9) e integrando os dois lados da igualdade, obtém-se a equação (10). Sendo o resultado desta equação o tempo necessário para ir-se da velocidade V_1 a V_2 . Segundo Wong (2008), pelo F_{net} ser dependente da velocidade, isto faz com que a expressão não seja integrável por métodos analíticos.

$$t = \gamma_{m,i} M \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{f(V)} dV \quad (10)$$

Manipulando a equação (9), pode-se também calcular a distância S que o veículo percorre durante o período de aceleração entre as velocidades V_1 a V_2 , ao integrar a equação a seguir:

$$S = \gamma_{m,i} M \int_{V_1}^{V_2} \frac{V}{f(V)} dV \quad (11)$$

Quando um veículo com transmissão manual começa seu deslocamento a partir do repouso, no período inicial, ocorre o deslizamento entre os elementos de acionamento e acionados da embreagem e a velocidade do veículo não é diretamente relacionada com a velocidade do motor. Há modelos matemáticos disponíveis para analisar a dinâmica do processo de acoplamento da embreagem. Segundo Wong (2008), em uma primeira aproximação, contudo, pode ser assumido que durante o período de patinação da embreagem, todo o torque do motor, na velocidade de marcha lenta, disponível no momento, é transmitido para a caixa de transmissão pelo eixo de entrada. Então o tempo de aceleração e a distância da velocidade zero do veículo até o próximo incremento podem ser calculados usando o procedimento descrito acima.

Com esse equacionamento é possível então simular o comportamento do veículo segundo os princípios da dinâmica veicular longitudinal. Mas, uma validação do modelo deve ser feita para que o algoritmo possa ser considerado adequado. Para isso utilizou-se dados de um veículo de fácil acesso para alimentar os dados de entrada do programa.

3.2 CONFIGURAÇÃO PARA VALIDAÇÃO DO MODELO

Por haver a necessidade da representatividade que a modelagem possa reproduzir dos aspectos reais do veículo em aceleração, primeiramente, antes da implementação do método de otimização é fundamental que haja a validação do modelo de simulação da dinâmica veicular.

Para a realização dos testes práticos submete-se o veículo aos efeitos de aceleração. Para satisfazer essa condição, no teste de desempenho o veículo é acelerado em terreno plano e asfáltico, partindo do repouso até a velocidade desejada. Para a troca de marchas fixa-se a rotação para todas as marchas que o condutor deverá efetuar, e o acelerador na posição de fim de curso em todo o teste, quando estiver com a marcha acoplada.

3.2.1 Setup do experimento

Como veículo modelo para simulação utilizou-se o automóvel Volkswagen Up Connect 1.0 170TSi 2019/2020, flex, 4 portas. O qual também foi submetido aos testes experimentais para posteriormente comparar o desempenho real com o simulado e, assim, validar o algoritmo.

A coleta de dados da análise experimental é feita através de um sistema de aquisição baseado na plataforma do Arduino, conectado ao comando eletrônico do veículo via porta OBDII do veículo testado. Nessa configuração o aparato é capaz de capturar em tempo real os dados dos testes, em função do tempo, através do sistema de transmissão de dados em rede entre os módulos de controle veicular, conhecido como rede CAN (*Controller Area Network*). O equipamento utilizado é o Freematics OBD-II UART Adapter V2.1 (para Arduino), mostrado na Figura 3.

O referido equipamento permite que os dados coletados através dos sensores e transmitidos para a rede CAN possam ser lidos por ele e posteriormente transmitido para uma plataforma Arduino, onde os dados são sincronizados e impressos no console de comunicação.

Figura 3 - Interface de comunicação CAN-Arduino Freematics OBD-II UART Adapter.



Fonte: Freematics Store (2019).

Através da rede CAN é possível obter-se muitos dados do veículo, mas para o presente trabalho limitou-se em coletar as informações de velocidades instantâneas do veículo em pura aceleração e o respectivo tempo em que foi coletada no decorrer do teste. Os resultados da aquisição serão discutidos mais a frente, ao longo deste trabalho.

Os testes foram realizados em um trecho da rodovia SC-280, entre as cidades de Jaraguá do Sul e Joinville, ambas localizadas no estado de Santa Catarina-Brasil, em que pode considerar que a variação de nível da pista é próxima de zero. Os testes feitos próximo ao nível do mar, confere uma pressão atmosférica de 1atm e uma temperatura ambiente de 20°C, medida

pelo termômetro do próprio veículo, no momento do ensaio. De acordo com as condições apresentadas, é possível definir a densidade do ar como $1,205 \text{ kg/m}^3$ (NICOLAZZI, 2008).

A massa do veículo também foi mensurada em balanças disponíveis no Laboratório de Sistemas Veiculares da Universidade Federal de Santa Catarina, campus Joinville, Figura 4.

Figura 4 - Pesagem do veículo.



Fonte: O Autor (2019).

A Figura 4 mostra o veículo em ensaio, que é suspenso pelo elevador e colocado sobre as balanças com apenas um dos eixos travado, impedindo que o veículo role para fora das balanças e ainda possibilitando o assentamento adequado das rodas sobre as balanças. As medidas são realizadas independentemente em cada uma das rodas do veículo.

A etapa de medição é repetida oito vezes, para garantir repetibilidade do ensaio e a média das medidas é utilizada posteriormente para determinação da massa. A repetição de cada medida compreende a completa suspensão do veículo, até que as rodas percam totalmente o contato com as balanças, para então serem apoiadas novamente sobre os instrumentos.

O veículo foi pesado sem passageiros e com o tanque quase vazio. As medidas foram aproximadas considerando o tanque completamente vazio, visto que a quantidade de combustível estimada no tanque não excedia cinco litros. Então é verificado que a média da massa total do veículo é de $1018,6 \pm 0,855 \text{ kg}$.

4 OTIMIZAÇÃO POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO

O algoritmo genético tem como base a teoria da evolução desenvolvida por Charles Darwin em 1859, que trata a evolução natural por seleção de um ancestral comum. Os algoritmos genéticos se mostram muito eficientes na resolução de problemas de otimização, onde os demais métodos analíticos não são tão eficientes (CISCON et al., 2005).

No princípio, escolhem-se os cromossomos que são as possíveis soluções para o problema e são compostos pelo conjunto do vértice inicial e o vértice final (faixa de variação inferior e superior das variáveis). Ao cromossomo mais apto é atribuído um determinado valor, o índice de aptidão (*fitness*). Este índice irá classificá-los para determinar quais são os cromossomos que deverão ser utilizados, ou seja, o cromossomo com melhor índice terá a possibilidade de conceber novas gerações e, em consequência, alcançar o resultado mais coerente ao problema de maximização ou minimização da função matemática (LINDEN, 2008).

Com a combinação desses indivíduos, a probabilidade de obterem descendentes com as características positivas é maior, sendo assim, a adaptação deles será melhor. Um indivíduo adquire as características dos pais tanto as positivas como as negativas (LINDEN, 2008). Para efetuar estas combinações os cromossomos criados são submetidos aos operadores genéticos: elitismo, cruzamento e mutação. Que se fazem necessários para a melhoria da nova população.

4.1 OTIMIZAÇÃO PELO ALGORITMO GENÉTICO

Algoritmos Genéticos são uma subdivisão dos algoritmos evolucionários e assim podem ser definidos como um recurso de busca embasado na analogia como o ciclo biológico da evolução natural (LINDEN, 2012). Ao mesmo tempo os AGs são mecanismos de investigação heurístico e são frequentemente utilizados na resolução de problemáticas que possuem um espaço de busca impossível de ser verificado por um algoritmo de busca exaustiva, em um tempo aceitável (CARR, 2014).

Charles Darwin, em sua teoria, demonstra que a evolução dos seres vivos ocorreu através da seleção natural, ou seja, aqueles que são mais capazes de passar pelas condições impostas pelo ambiente em que vivem, apresentam chances de sobrevivência superiores aos demais da mesma espécie, podendo então transmitir suas características para seus descendentes, tornando-os aptos a sobrevivência, também (NUNES, 2018). Em 1975, John Holland, apresentou uma maneira de como utilizar os princípios desenvolvidos na teoria de Darwin para

a resolução de problemas de otimização, originando os primeiros algoritmos genéticos (SIVANDAM; DEEPA, 2008).

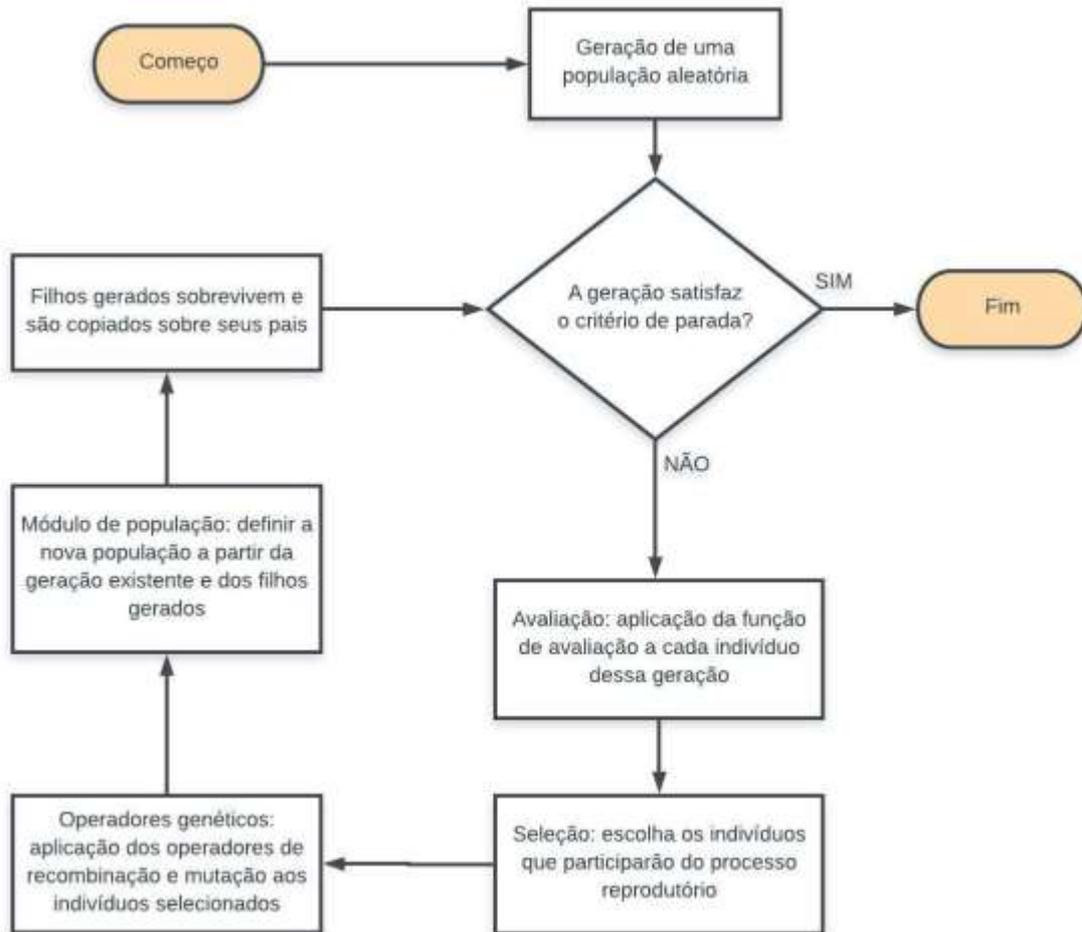
O conceito principal é de utilizar como fonte de inspiração essa evolução genética para resolução de problemas. Segundo Castro (2010), a teoria da evolução natural baseia-se nos seguintes fundamentos: reprodução com herança, variação e seleção natural. Esses princípios são aplicados em um conjunto de possíveis soluções, que vão evoluindo para soluções satisfatórias (NUNES, 2018).

A estrutura básica do processo de execução de um AG segue os seguintes passos:

1. Inicializar, aleatoriamente, um conjunto de possíveis soluções para o problema;
2. Verificar se a condição de parada do algoritmo foi atingida;
3. Avaliar cada solução do conjunto estabelecendo uma pontuação que quantifique a qualidade da solução;
4. Selecionar as soluções, aleatoriamente, porém, dando maior chance para soluções com pontuações mais altas para que sejam aplicados os operadores de cruzamento e/ou mutação;
5. Selecionar as melhores soluções para compor o novo conjunto de soluções;
6. Voltar para o teste do passo dois.

A Figura 5 apresenta o fluxograma que esquematiza o processo executado pelo algoritmo. É chamado de cromossomo um indivíduo solução, já o grupo formado de cromossomos é conhecido por população, sendo que durante a execução do algoritmo essa população inicial vai sendo substituída parcialmente ou totalmente, caracterizando várias gerações. Percebemos que, após a formação do primeiro conjunto de soluções, o processo segue um ciclo passando por várias gerações até que um critério de parada seja satisfeito.

Figura 5 - Processo de execução de um algoritmo genético.



Fonte: Nunes (2018, p. 10)

Segundo Nunes (2018), a evolução de uma população gerada aleatoriamente para uma população que contenha uma solução satisfatória ocorre aplicando-se funções que simulam os fundamentos da teoria da evolução, ou seja, a reprodução, mutação e seleção natural. É usual a concepção aleatória dos indivíduos da primeira população, com isso há uma exploração mais ampla de todo espaço de busca em decorrência da diversidade genética. De acordo com Rosa e Luz (2009), caso a primeira geração não seja iniciada de forma aleatória, o algoritmo poderá gerar muitos indivíduos parecidos em pouco tempo, ou seja, uma convergência genética. Com isso, dificultando a exploração do espaço disponível.

O processamento de um AG é finalizado normalmente considerando os critérios, após o algoritmo atingir um limite no número de gerações ou quando a solução considerada ótima é encontrada (COPPIN, 2010). Essa última avaliação, de parada, representa a situação onde encontrar uma boa solução é suficiente para o problema. Outros critérios de parada, menos eficientes também são possíveis, como, pelo tempo de execução ou convergência genética, ocorrendo quando os indivíduos compartilham um material genético muito parecido, limitando

a busca em um ponto de máximo ou mínimo local ao invés de um ponto global, diminuindo o poder de exploração do espaço de soluções (NUNES, 2018).

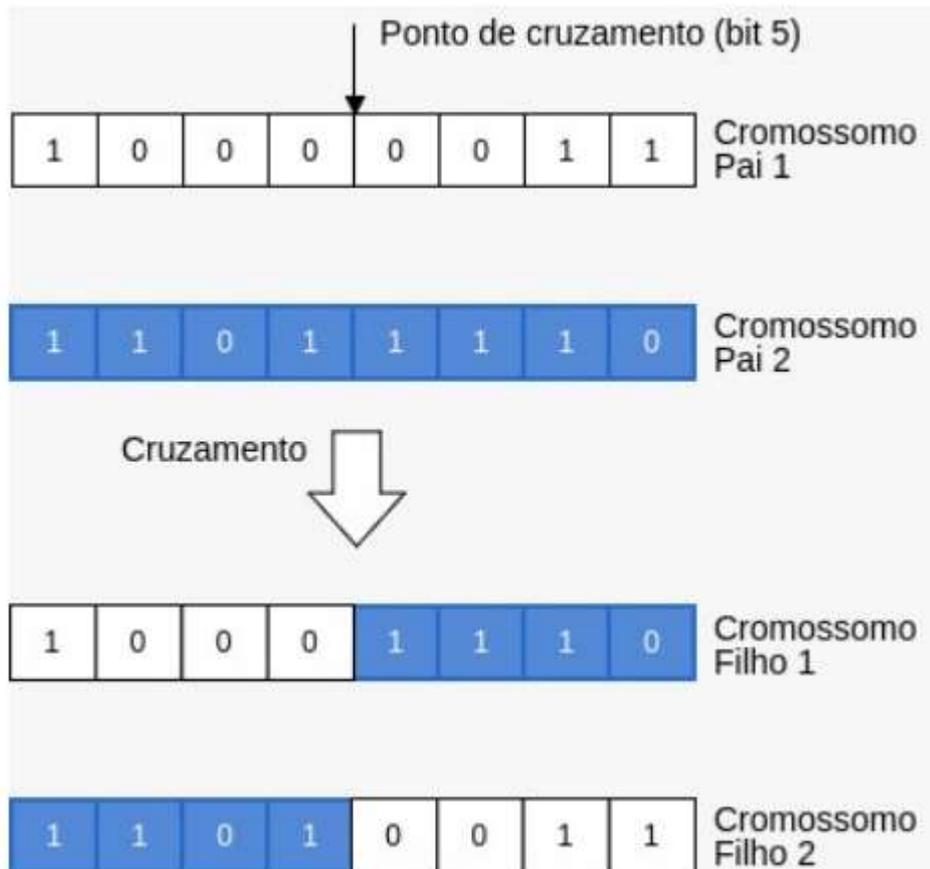
4.1.1 Cruzamento

Compete ao programador do AG planejar como converter o espaço de amostra das possíveis soluções em cromossomos. Uma abordagem comum é a de converter cada valor do parâmetro em uma sequência de bits (sequência de 1 e 0) e concatenar os parâmetros de ponta a ponta como genes em uma fita de DNA para criar os cromossomos (MITCHELL, 1995). Historicamente, os cromossomos eram tipicamente codificados dessa maneira, e continua sendo considerado um método adequado para representar espaços de soluções discretas (CARR, 2014).

Um algoritmo genético começa com uma variedade de cromossomos escolhidos aleatoriamente, que servem como a primeira geração (população inicial). Em seguida, cada cromossomo na população é avaliado pela função de condicionamento físico descrevendo seu nível de aptidão para a resolução do problema em questão (CARR, 2014).

A Figura 6 mostra a representação do método de cruzamento, onde a possível solução é identificada por uma sequência de bits, neste caso é selecionado dois pais e então é definido um ponto de corte. Esse ponto de corte será a posição que dividirá os pais para a formação dos filhos que deverão ser a combinação das partes de pais diferentes. Dessa forma o indivíduo da próxima geração herda características de ambos os pais, análogo ao que ocorre na reprodução com herança genética.

Figura 6 - Exemplo de cruzamento de um algoritmo genético.



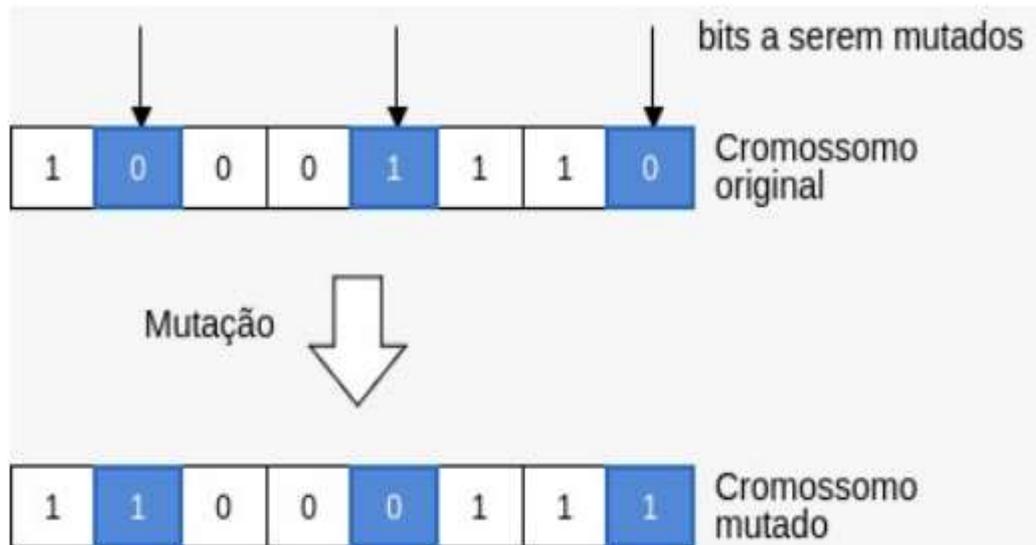
Fonte: Nunes (2018, p. 11)

4.1.2 Mutação

A função da mutação é fundamental uma vez que permite a inclusão e manutenção de uma variabilidade genética (ROSA; LUZ, 2009). Assim como ocorre na natureza, essa alteração causada pela função deve ser aplicada em uma pequena parcela da população. Caso a mutação seja elevada é possível que os indivíduos gerados não carreguem os traços genéticos de seus pais.

Na Figura 7, é apresentado como o processo de mutação atua sobre um cromossomo binário qualquer. No caso da representação binária o processo consiste em inverter o bit da posição, se o valor for um é substituído por zero ou vice-versa.

Figura 7 - Exemplo de mutação de um algoritmo genético.



Fonte: Nunes (2018, p. 12).

4.1.3 Seleção

Nesta etapa deve-se utilizar um método capaz de simular o mecanismo de seleção natural que age sobre as espécies biológicas, ocasionando que os pais mais qualificados possam ter maior facilidade em ser selecionados para passar o seu gene para adiante (LINDEN, 2012). Segundo Rosa e Luz (2009), o processo de seleção não pode escolher unicamente os indivíduos que possuam as melhores avaliações. Isso porque indivíduos mal avaliados podem trazer parte de uma boa solução, por isso eles ainda devem ter chances de passar suas características genéticas para a próxima geração.

Então o AG, utiliza uma função de avaliação, que será responsável por determinar uma pontuação que mostra o nível de qualidade do indivíduo. Logo as chances de um cromossomo ser escolhido para reproduzir-se serão diretamente proporcionais a essa pontuação. Segundo Nunes (2018), uma forma de reproduzir esse processo é por meio da implementação de uma roleta viciada (ponderada). As posições da roleta são separadas de acordo com a avaliação de cada solução, ou seja, o indivíduo com avaliação maior que a maioria terá uma parcela maior da roleta. Dessa forma, quanto maior a sua aptidão maior a chance de seleção, simulando assim a pressão seletiva observada na natureza. Ao processo que utiliza a aplicação da roleta viciada juntamente com a pontuação individual de cada indivíduo dá-se o nome de método de *Ranking*. Segundo Holanda (2015), esse tipo de seleção inibe uma convergência genética prematura. Outro processo de seleção conhecido é o de Torneio que se baseia em subgrupos, de dois ou

três indivíduos, sendo submetidos a uma disputa entre si, para então, obter-se o vencedor que poderá passar suas características genéticas para a próxima geração.

4.1.4 Análise de parâmetros

Um dos problemas enfrentados por quem deseja desenvolver um AG está na definição de seus parâmetros que podem ser, entre outros, o tamanho da população, a taxa de cruzamento e a taxa de mutação (BARCELLOS, 2000). Segundo Chebbi e Chaouachi (2015), o desempenho do algoritmo é influenciado diretamente pela escolha destes parâmetros.

Segundo o Nunes (2018), o operador de cruzamento é responsável por conceber novos indivíduos a partir da combinação de cromossomos já existentes em uma população, análogo à troca de material genético que acontece em espécies que se reproduzem de maneira sexuada. Utilizando esse operador é esperado que os cromossomos resultantes apresentem uma avaliação melhor que seus pais, porém, eventualmente pode ser gerado novos cromossomos com avaliação pior.

Muitos pesquisadores acreditam que uma das características mais poderosa de um AG seja o cruzamento (SIVANDAM E DEEPA, 2008). Segundo os resultados obtidos por Deb e Agrawal (1999), para problemas complexos, os AGs baseados em cruzamento alcançaram resultados mais satisfatório que algoritmos baseados em mutação. Linden (2012) afirma que comumente é usado, para a taxa de cruzamento, um percentual alto, entre 60% e 95%. Esse parâmetro representa a probabilidade de se aplicar a função cruzamento em um cromossomo.

Segundo Nunes (2018), o operador de mutação modifica uma possível solução de forma aleatória, como ocorre na natureza devido a erros que podem ocorrer durante a cópia de material genético, bem como, fontes externas. O processo de mutação, por ser aleatório, nem sempre trará melhoria ao cromossomo, possivelmente as alterações ocorridas impacte de forma prejudicial o cromossomo que passou pelo processo de mutação. No entanto, este operador permite atingir pontos diversificados no espaço de soluções. É indicado pela literatura o uso de uma taxa entre 0,5% e 5%, sendo considerado taxas de mutação que ultrapassem 5% um método de busca aleatória (CATARINA; BACH, 2003).

De acordo com Linden (2012), o método de representar um cromossomo em conjunto com a função de avaliação é o que conecta o algoritmo ao problema. Há algumas regras gerais em relação a representação cromossomial que são relevantes, como: simplificação da forma de representar uma possível solução, impedir que soluções proibidas possam ser representadas e permitir que as condições impostas pelo problema estejam incluídas na representação. Holland,

na década de 70, usou *strings* binários, de zeros e uns, para representar seus cromossomos (CATARINA; BACH, 2003). Esse tipo de representação, também é conhecida como representação clássica, e segundo Sivandam e Deepa (2008), é a forma mais comum de simbolizar um cromossomo.

Em seu trabalho Almeida et al. (2010), analisaram a influência do tamanho da população, taxa de cruzamento e mutação para um AG que buscava soluções para o Problema do Caixeiro Viajante. Para cada parâmetro, foram analisadas três posições, para o tamanho da população foram considerados: 500, 1000 e 2000 indivíduos, em combinação com taxas de cruzamento iguais à 65, 70 e 75% e taxas de mutação iguais à 1, 2 e 3%. Como observado a melhor solução é encontrada no ponto com 500 indivíduos de população, taxa de cruzamento igual a 65% e mutação igual à 1%.

Miranda et al. (2011), utilizando um algoritmo genético em sua forma clássica (representação binária) para analisar a influência do tamanho da população de 20 e 80 indivíduos, número de gerações de 5 e 30, taxa de cruzamento de 50 e 90% e mutação de 1 e 10%, em comparação a qualidade dos resultados e do tempo de convergência do algoritmo. Conclui-se que tanto para a qualidade, quanto para o tempo de convergência, o tamanho da população e o número de gerações tiveram influência. Para esse trabalho as taxas de cruzamento e mutação não tiveram uma importância significativas nos resultados.

Razali e Geraghty (2011), desenvolveram um AG utilizando Matrix Laboratory (MATLAB) com objetivo de comparação entre diferentes estratégias de seleção. Os métodos de seleção, deste no trabalho, foram baseados na Roleta, Torneio e *Ranking*. O método por Torneio teve maior eficiência para problemas com tamanhos menores, 20 cidades, contudo o método por *Ranking* conseguiu melhores resultados em instâncias maiores. Conclui-se que, quando se tem a qualidade da resposta como meta principal e havendo flexibilidade quanto ao tempo de computacional, o método *Ranking*, é a estratégia apresentada como melhor escolha.

Em seu trabalho Nunes (2018), investiga a relação direta dos operadores de mutação e cruzamento, entre uma faixa de taxa mínima e máxima definida e o efeito causado na qualidade das soluções encontradas. Variando a taxa de cruzamento entre 51 a 100% em intervalos de 1% e para a taxa de mutação utilizou-se intervalo de 0,5 a 10% com o incremento de 0,5%. Por consequência, gerando 1000 combinações distintas, entre esses valores. AG foi aplicado na resolução de quatro instâncias, do problema do caixeiro viajante, com dez execuções para cada uma das combinações em cada problema, utilizando a forma de seleção *Ranking*. Ao final constata-se que há uma sensibilidade maior entre as médias dos resultados em relação a taxa de mutação, concluindo que esse é um fator que não se deve ser escolhido ao acaso. E identifica-

se que os piores resultados foram próximos de 0,5% de taxa de mutação, o que indica, a utilização de valores mais afastados deste. Quanto a taxa de cruzamento observou-se que a variação não causou muita interferência nas médias dos resultados. Segundo Nunes (2018), não há uma combinação, entre esses fatores, ideal que funcione para qualquer problema.

4.1.5 Seleção de parâmetros do algoritmo genético utilizado

Deste modo, utilizando-se das informações dos trabalhos supracitadas, foi desenvolvido um AG que trabalhe com essas variáveis dentro das faixas mais indicadas. Toma-se essa medida com o intuito de afastar-se de erros inerentes do próprio método. Como se trata de um problema de minimização, foi usado a recomendação vista em Linden (2012) para problemas de minimização, que é a inversão da função de avaliação.

Para o tamanho de população é definido o número de 50 indivíduos, para a realização deste trabalho. Segundo Linden (2012), se esse número de indivíduos for muito grande, a execução do algoritmo pode se assemelhar a uma busca exaustiva e caso seja pequeno perde-se em diversidade de população.

Quanto a taxa de mutação optou-se por fixar o valor de 5%; que, segundo Catarina; Bach (2003), está dentro do intervalo que não torna o AG uma busca aleatória, preservando a herança do material genético dos pais e mantém-se afastado do ponto crítico 0,5% indicado por Nunes (2018).

A função de seleção usada foi a seleção por *ranking*. De acordo com Razali e Geraghty (2011), essa função é indicada para regiões grandes de busca, pois permite uma pressão seletiva maior obtendo um resultado de melhor qualidade. A seleção por *ranking* classifica a avaliação de cada cromossomo em uma faixa de valores definidas, dessa forma a distância entre a pior e melhor solução é reduzida e a diversidade é mantida (SIVANDAM; DEEPA, 2008). Reduzido o problema de usar unicamente o método de seleção da roleta viciada, pois quando há apenas um único indivíduo com capacidades superiores, este tende a ocupar uma parte muito grande da roleta, consequentemente diminuindo as chances de todos os outros indivíduos, induzindo a convergência prematura.

De maneira a encerrar o AG, utilizou-se o critério de um número máximo de geração, sendo esse de 4000 geração. Assim, pelos resultados de Miranda et al. (2011), que a restrição do número de gerações afeta diretamente em uma solução satisfatória. Também se considera que esse não seja um número exorbitante, para o AG não se tornar um algoritmo de busca exaustiva.

O AG também utiliza a técnica chamada elitismo, que tem como objetivo a modificação do módulo de populações. Segundo Linden (2012), essa estratégia permite que um número definido de indivíduos seja preservado de uma geração para outra, possibilitando que o AG se assemelhe mais com o que acontece na natureza. Pois é visto que na evolução natural os indivíduos nascem e as gerações passadas morrem aos poucos, não havendo a substituição de uma pela outra. Segundo Nunes (2018), essa estratégia permite que a melhor solução, encontrada até o momento, não seja perdida entre gerações. Almeida et al. (2015) conclui que o uso de elitismo permite o algoritmo encontrar uma solução mais rápido.

5 VALIDAÇÃO DO MODELO E SIMULAÇÃO NUMÉRICA

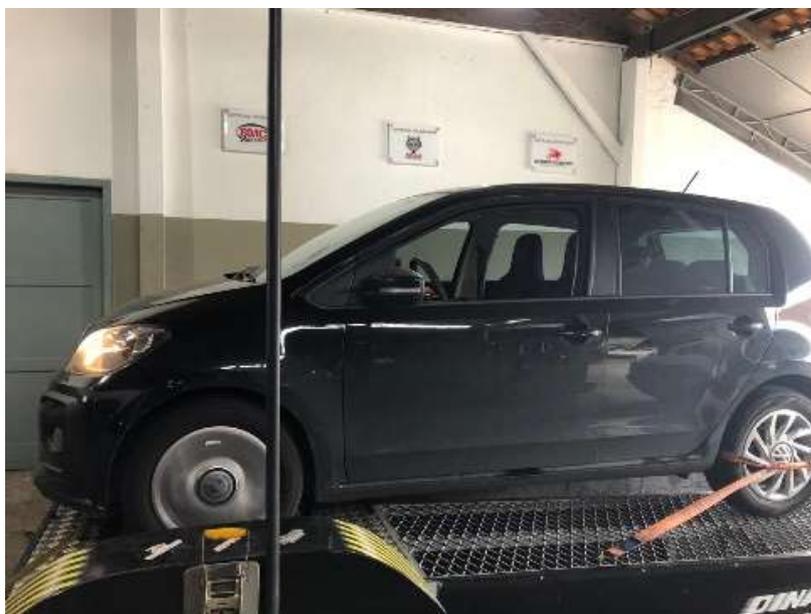
Neste capítulo serão apresentados os dados utilizados durante a construção deste trabalho. Assim como as considerações e informações relevantes para o entendimento dos resultados obtidos.

5.1 CURVA DE TORQUE DO VEÍCULO DE TESTE

Para a aferição de potência do motor foi realizado o ensaio em um dinamômetro de rolos. A leitura da potência é feita pelo contato do pneu com o equipamento.

O teste é realizado em regime *wide open throttle* (WOT) em 3ª marcha. Após atingir o limite de rotação do motor, o veículo é desacelerado livremente, onde, então, são computadas as forças resistivas do sistema, que permite assim, estimar a potência gerada no motor. A Figura 8 mostra o veículo posicionado durante o teste em fase de desaceleração.

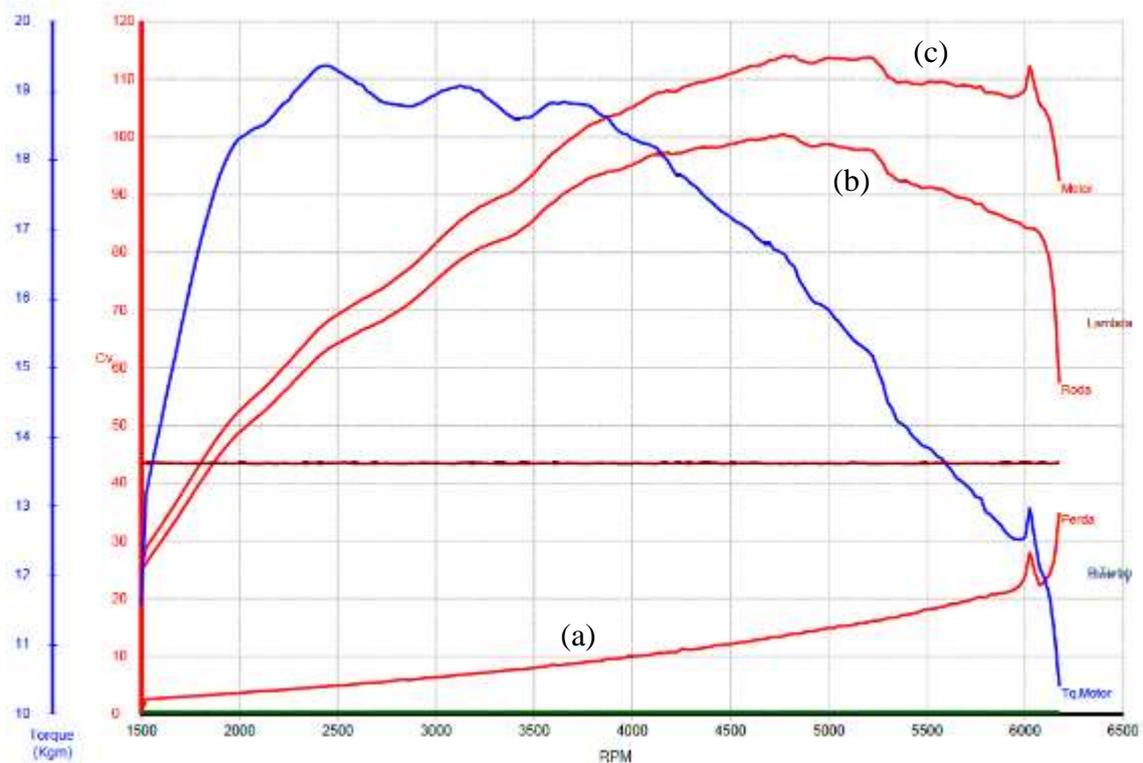
Figura 8 - Veículo em teste no dinamômetro.



Fonte: O Autor (2019).

O equipamento faz uso de um algoritmo para realizar as correções por desaceleração livre das rodas dianteiras, gerando o gráfico de torque e potência respectivo a rotação do motor. A Figura 9 apresenta as curvas obtidas no ensaio de dinamômetro.

Figura 9 - Gráfico torque e potência.



Fonte: Autor (2019).

É possível notar a presença de três curvas para a potência na Figura 9. Isso é devido ao modo que é coletada a leitura pelo equipamento nos pneus. Logo há a necessidade de saber qual é a parcela de perda de potência que existe no sistema para então estipular o montante total da potência disponível no motor. Em vista disto, o equipamento é preparado para fazer essa estimativa de perda entre o motor e o pneu. Então é apresentada a curva de perdas, sendo a curva (a), mais próxima do eixo horizontal. A curva de potência localizada mais ao meio, curva (b), representa as informações obtidas no contato do pneu e rolos do equipamento. E a curva (c), mais elevada, representa a potência disponível no motor, a qual é obtida pela soma simples entre a curva de perdas de potência e a potência disponível no pneu do veículo. Por último é definida a curva de torque na Figura 9, neste caso é mostrado apenas a curva de torque disponível no motor.

Da Figura 9 obtém-se os dados de entrada do motor do veículo, que serão utilizados na implementação do algoritmo para encontrar as características de desempenho do modelo numérico. Então aplica-se esses dados, do motor, na Equação (3) para cada relação da transmissão, obtendo as curvas de força trativa disponível em cada uma das marchas.

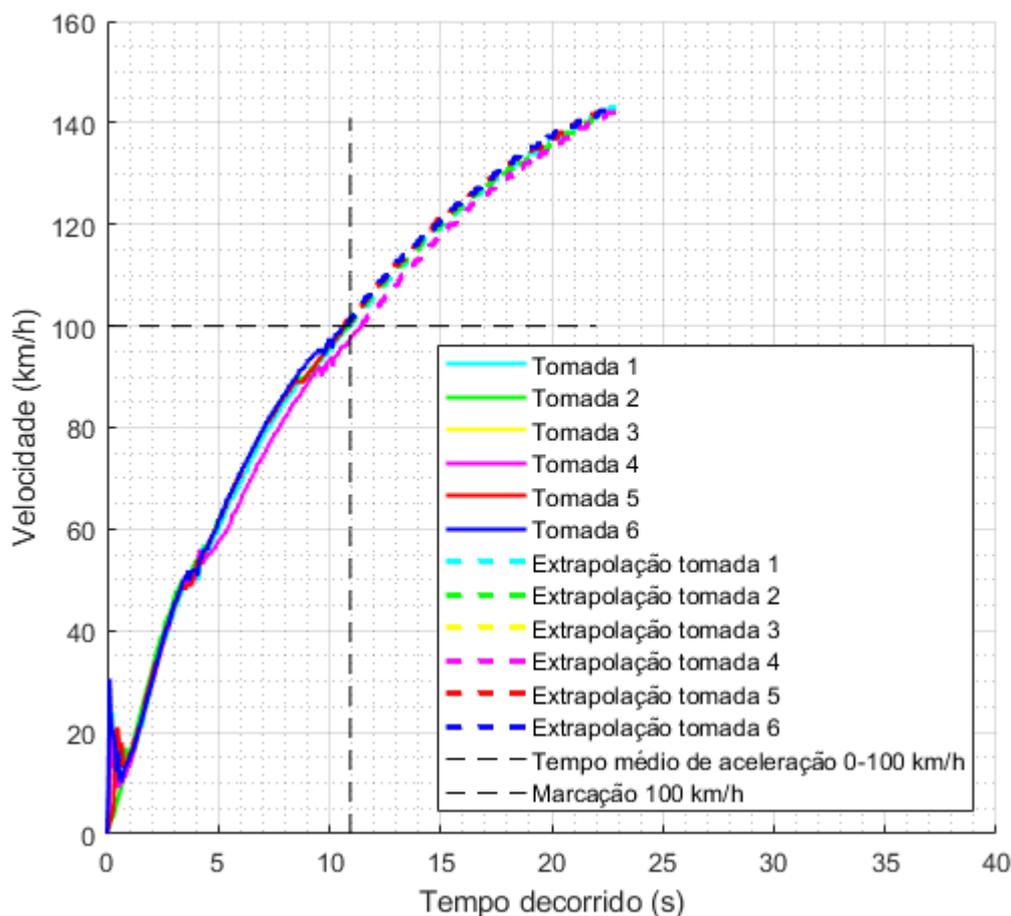
5.2 TEMPO DE 0 A 100KM/H DO VEÍCULO DE TESTE

Conforme exposto no item 3.2, é possível, através de medições, a obtenção de informações necessárias para que o modelo numérico possa ser validado. Tendo como principal característica a otimização da transmissão com intuito de melhoramento da performance em aceleração, é apresentado agora a análise do desempenho do veículo testado, Volkswagen Up connect 1.0 170TSi.

Na Figura 10 é apresentado as curvas dos testes realizados, sendo realizado uma extrapolação para velocidades que ultrapassam a velocidade de 100km/h, para que não infrinja a máxima velocidade permitida no local. Com o início de contagem a partir do momento em que o veículo sai do repouso. É possível notar uma variação da velocidade no instante inicial do teste, devido à dificuldade do condutor em conseguir equilibrar o torque máximo, compatível com a via, e o disponível por meio do acelerador levando a um pequeno escorregamento dos pneus do eixo motriz (dianteiro) até que ocorra o equilíbrio entre as forças de atrito, disponível na roda, e a gerada pelo motor.

De forma a garantir resultados mais confiáveis foram feitas seis tomadas de aceleração do veículo, para o teste, como mostrado na Figura 10. Este procedimento é feito para observar se há uma repetibilidade nos resultados dos testes e se o equipamento é capaz de fornecer dados precisos. Por se tratar de testes feitos em ambiente não controlado e com fluxo de veículos há a dificuldade de mensurar o impacto dessas interferências nos resultados, como ventos e algum pequeno declive na pista. Em vista disto, fez-se os testes em um mesmo trecho da rodovia aos pares, em que basicamente era feita uma medição em um sentido da pista e na sequencia no sentido contrário, na volta ao mesmo ponto. Esta estratégia faz com que minimize os efeitos inerentes do processo, prejudiciais ao resultado.

Figura 10- Aceleração do veículo.



Fonte: Autor (2019).

Observa-se também na Figura 10 que há uma pequena variação entre os testes. Isso ocorre devido a condições ambientais como oscilações de ventos, momentos em que há variações de contra fluxo e até a dificuldade de manter um padrão de aceleração em todos os testes. Para encontrar o tempo necessário para o veículo alcançar a velocidade de 100km/h, utilizou-se a média dos tempos obtidos nas verificações como forma de aproximação, onde o tempo obtido foi de 11 segundos com desvio padrão de 0,3260s. Com o veículo partindo do repouso em aceleração máxima, acelerador em fim de curso quando as marchas estão acopladas, e realizando a troca de marcha ao atingir 5500 RPM, no motor. Quesito este de troca, por obter o máximo da aceleração no intervalo de rotação do motor de cada marcha.

5.3 DESEMPENHO DO VEÍCULO MODELADO

Para a obtenção dos resultados do desempenho veicular são necessárias outras informações do veículo e condições em que o veículo estará submetido. A Tabela 2 apresenta os demais dados de entrada necessários para alimentar as equações apresentadas na seção 3.1.

Tabela 2 - Dados de entrada para modelagem.

Dados de entrada	
Massa do veículo [kg]	1100
Área frontal do veículo [m ²]	2,08
Coefficiente de arrasto	0,367
Densidade do ar [kg/m ³]	1,16
Coefficiente de atrito pneu/solo	0,8
Coefficiente de resistência ao rolamento do asfalto	0,011
Relação 1° marcha	3,769
Relação 2° marcha	2,095
Relação 3° marcha	1,281
Relação 4° marcha	0,927
Relação 5° marcha	0,74
Relação do diferencial	3,625
Rendimento da transmissão	0,9
Diâmetro dos pneus [m]	0,603

Fonte: O Autor (2019).

A massa do veículo foi medida através de aferição em balanças, Figura 4. Os dados como área frontal do veículo e coeficiente de arrasto foram obtidos em Carros na web (2019). Já o diâmetro das rodas com pneus foi medido no momento de teste. As informações de transmissão, como relações de marchas e diferencial, foram adquiridas em Sharp (2019). Para o coeficiente de atrito entre o pneu/solo é estimado em $\mu_{\alpha} = 0,8$, que está entre os valores definidos por Nicolazzi (2008), para asfalto, apresentados a seguir, na Tabela 3.

Tabela 3 - Coeficientes de atrito para automóveis em vários tipos de pista.

Tipo de pista	μ_{α}
Asfalto	0,60 ~ 0,95
Pedra brita	0,50 ~ 0,65
Terra seca	0,50 ~ 0,70
Terra úmida	0,50 ~ 0,60
Areia	0,2 ~ 0,3
Neve	0,30 ~ 0,35

Fonte: Nicolazzi (2008, p.19)

Utilizando o equacionamento descrito anteriormente, na seção 3.1, com a aplicação dos dados de entrada do motor e da Tabela 2, é possível a realizar a simulação do modelo numérico para posteriormente poder ser validado, através da comparação entre as características

de desempenho obtido numericamente, do veículo, com velocidades e aceleração, e dos resultados do teste real. A seguir expõem-se os resultados em simulação do veículo.

Para análise do desempenho do veículo é feita a simulação com veículo sendo submetido à aceleração pura, sem aclone. Isso garante maior equivalência entre os casos, real e simulado. Na Figura 11 começa a se mostrar os resultados obtidos na simulação, nela é apresentada as curvas referentes a força de tração disponível, para cada uma das marchas, em relação a velocidade de deslocamento do veículo.

Para obter as curvas da Figura 11, é utilizada a Equação (3) aplicada em cada uma das relações de transmissão. Nesse diagrama é possível notar que há outras duas curvas além de cada uma das marchas. Elas representam as curvas de força máxima ($F_{max,adm}$) que o veículo é capaz de proporcionar em cada velocidade, Equação (12), e força máxima admissível ($F_{x,adm.}$) que o automóvel consegue transmitir ao solo, sem haver a perda de aderência ocorrendo o deslizamento dos pneus, Equação (13).

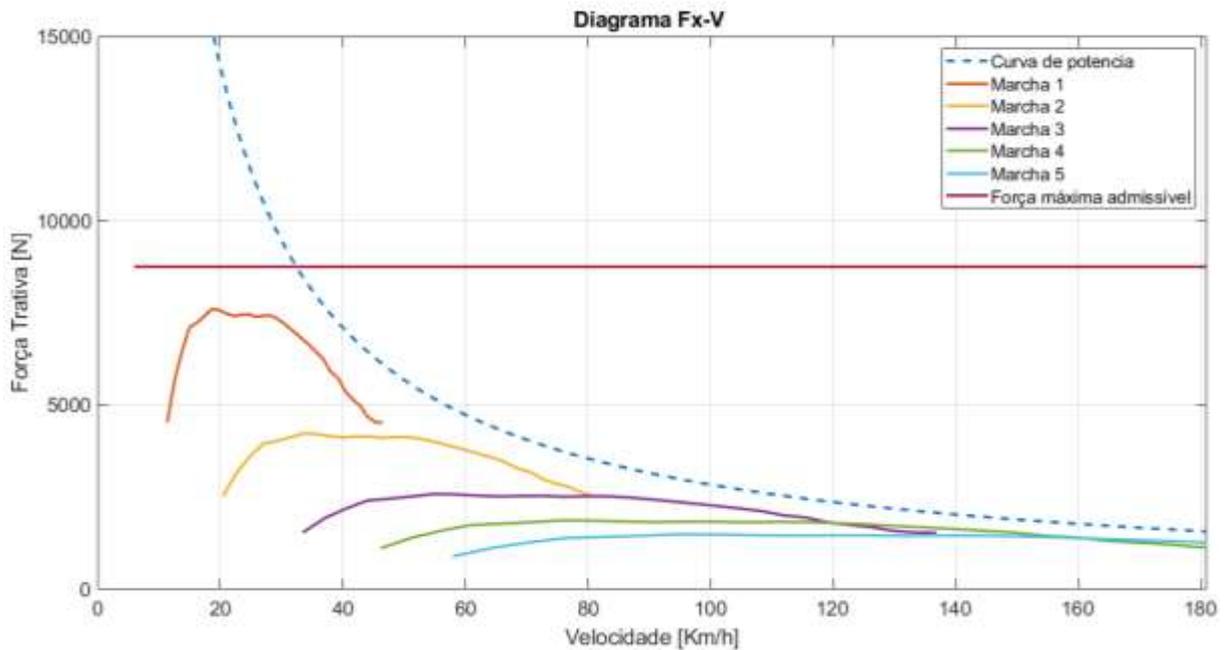
A curva de força máxima possível promovida pelo veículo é definida pela Equação (12), aonde se dá pelo o produto da divisão da potência máxima fornecida, pelo motor, e a velocidade de deslocamento do veículo.

$$F_{max,adm} = \frac{P_{max}}{V} \quad (12)$$

Já a reta que delimita a força máxima admissível no contato pneu pista, Equação (13), é o resultado do produto do peso do carro, G , pelo coeficiente de atrito, μ_a , o qual foi obtido na Tabela 3, multiplicado pelo cosseno do ângulo de inclinação da via, $\cos(\theta)$, aonde ocorre a aceleração, que pôr considerar-se uma via plana, este ângulo deve ser igual a zero, tornando esta parcela igual a um.

$$F_{x,adm.} = G \mu_a \cos(\theta) \quad (13)$$

Figura 11 - Diagrama Força trativa x velocidade.

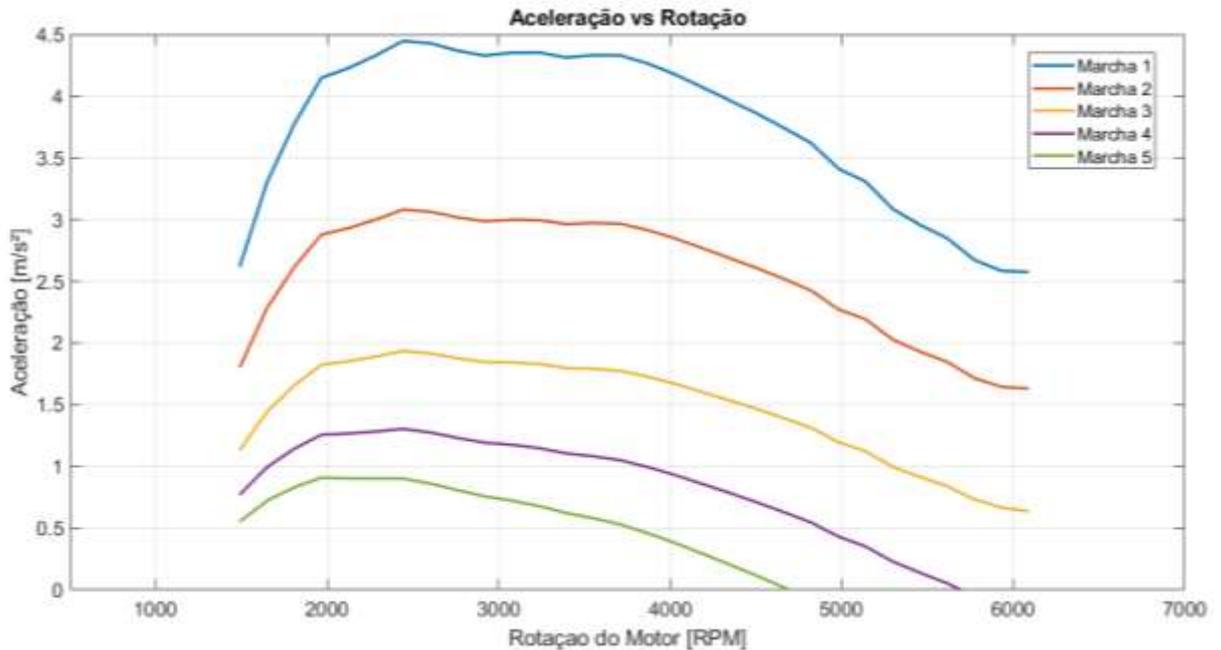


Fonte: O Autor (2019).

Pode-se perceber na Figura 11 que existe uma diminuição de força entre as marchas, conforme se avança. Isto é devido a diminuição da razão de transmissão, como observa-se na Tabela 2. Quando se diminui a relação de transmissão tende-se a diminuir o torque transmitido a roda, mas por consequência diminui-se a redução de velocidade causada pela transmissão, aproximando a velocidade de rotação da roda com a rotação do motor, ou ampliando esta a velocidade. Então, podendo alcançar maiores velocidades com a mesma rotação. Esse efeito ficará mais evidente com apresentação da Figura 13, aonde está mais evidente este fenômeno, de que para a mesmo ponto na faixa de rotação do motor há um ponto de velocidade de deslocamento do veículo diferente para cada marcha.

Já na Figura 12, observa-se a aceleração que está disponível ao veículo em cada marcha. A figura esboça os resultados obtidos pela Equação (5), por ela pode se notar a relação entre a força de tração e as resistências, que o automóvel terá que superar, como resistência aerodinâmica e ao rolamento.

Figura 12 - Diagrama de aceleração por rotação do motor.

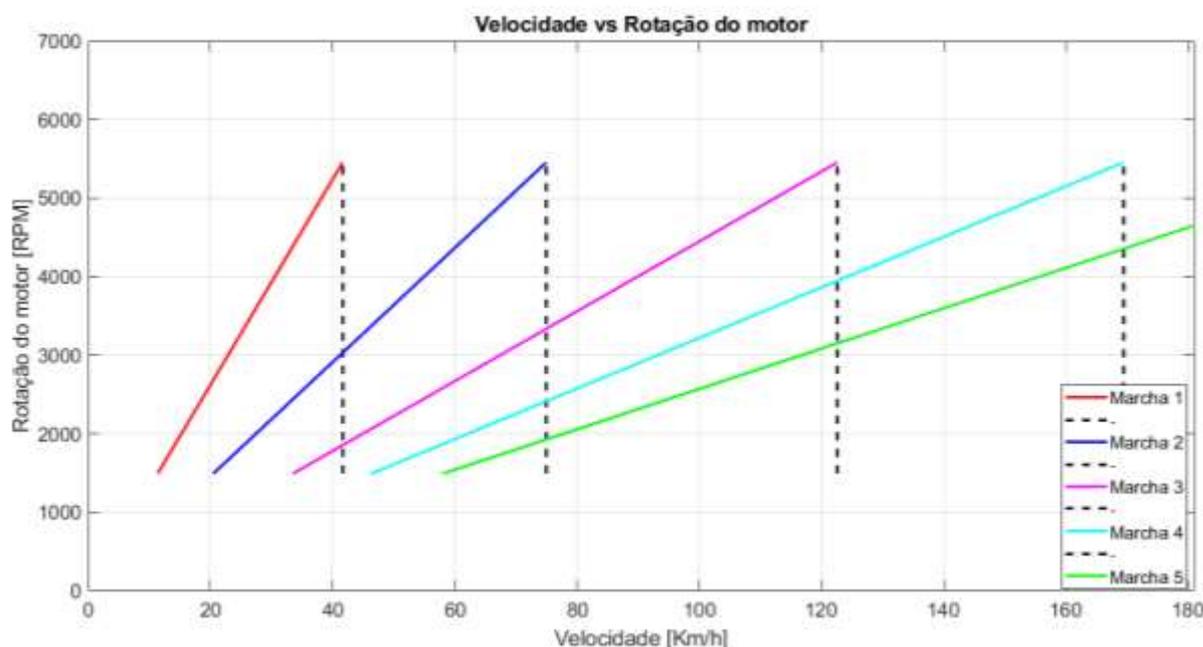


Fonte: O Autor (2019).

Na Figura 12, percebe-se que o comportamento da aceleração do veículo é muito semelhante com as curvas de força trativa. Seguindo a mesma tendência de ser menor a cada marcha, isso porque a aceleração, é proporcional a força trativa, pela Equação (5). Nota-se também que as curvas da 4ª e 5ª marcha zeram antes que o motor alcance a rotação máxima, ou seja que o automóvel não tem força trativa disponível a partir deste ponto o suficiente para vencer as resistências, considerando que para tal rotação e marcha tem-se uma respectiva velocidade há também uma respectiva resistência aerodinâmica, que por sua vez tem uma parcela proporcionalmente mais representativa em velocidades maiores.

Então, para representar as velocidades alcançadas em cada relação de transmissão elaborou-se o diagrama dente de serra, Figura 13. Sendo uma ferramenta importante para a visualização do comportamento do carro em relação as suas velocidades, esse diagrama busca representar os resultados da Equação (4), relacionando a velocidade de deslocamento do veículo e a velocidade de rotação do motor.

Figura 13 - Diagrama dente de serra.



Fonte: O Autor (2019).

É apresentada na Figura 13 a velocidade que cada uma das relações de transmissões pode alcançar e, também, o momento em que houve a troca de marcha. Para simulação foi estipulado uma troca em 5500 rpm, pois essa foi a rotação usada na troca do teste do veículo, físico. Neste ponto pode se observar a existência de retas verticais, as quais indicam o ponto de velocidade rotacional do motor em que a próxima marcha começa a atuar, no ponto de interseção das retas.

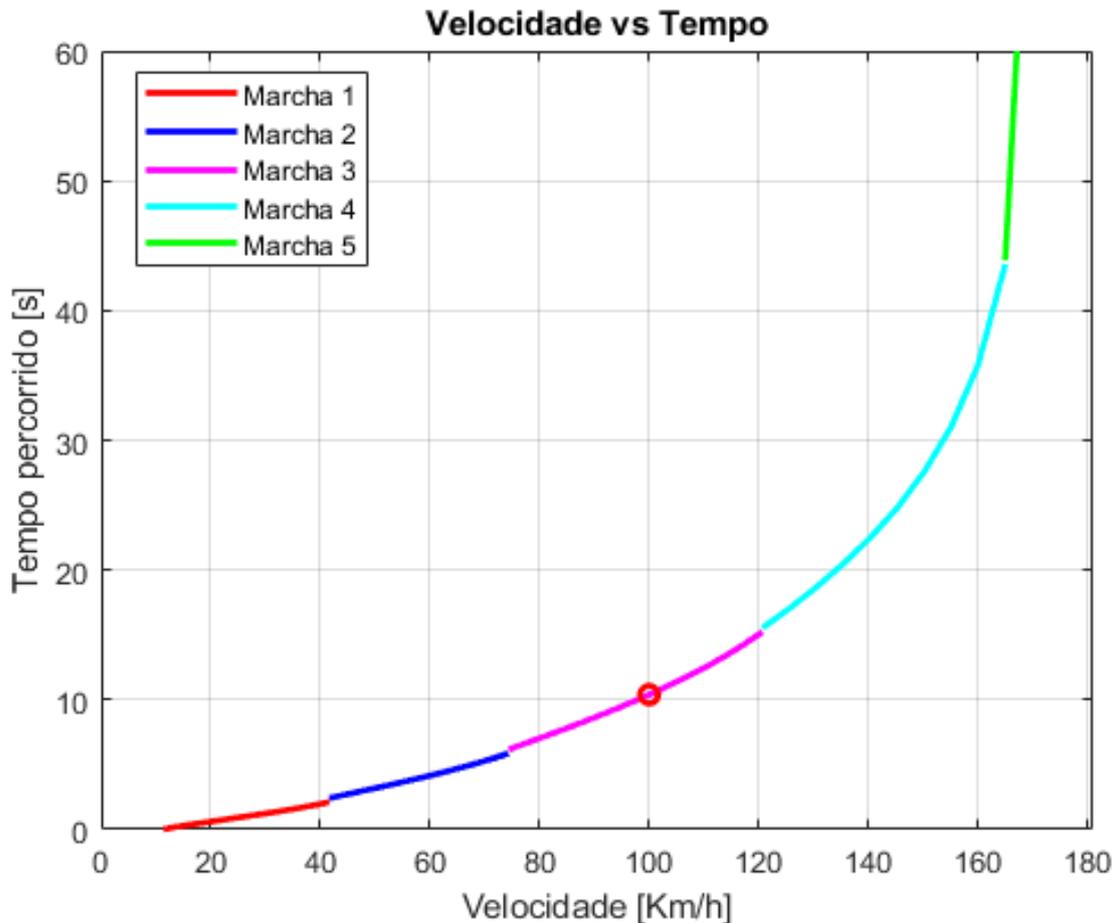
Como parâmetro principal para validação do modelo numérico a Figura 14, mostra a característica mais importantes para a concepção deste trabalho. Pois com o objetivo de se otimizar as razões de transmissão em relação a aceleração de 0 a 100km/h, este diagrama mostra detalhadamente o comportamento da s velocidades em relação ao tempo de aceleração. Sendo o tópico mais significativo, analisando a compatibilidade entre o modelo e o resultado real, medido. Na Figura 14, então, é indicado a localização onde o veículo teoricamente atinge a velocidade de 100 km/h, durante a aceleração, aproximadamente este ponto é em 10,4 segundos.

Comparando-se, então, o resultado obtido no modelo numérico com o resultado medido no experimento, onde o tempo médio foi de 11 segundos, é possível concluir que ainda há uma pequena divergência de aproximadamente 5,4%, entre o resultado do modelo proposto e dos obtidos nos testes. Essa divergência deve-se a alguns fatores:

- O tempo de troca de marcha real e modelado não são idênticos;

- Há um fator de imprecisão e aleatoriedade, visto que o condutor não consegue determinar precisamente o momento da troca de marcha;
- Influência de ventos e contra fluxo, de automóveis, que agem da mesma forma que o vento sobre o veículo testado, afetando diretamente a resistência aerodinâmica.

Figura 14 - Diagrama desempenho do veículo em aceleração.



Fonte: O Autor (2019).

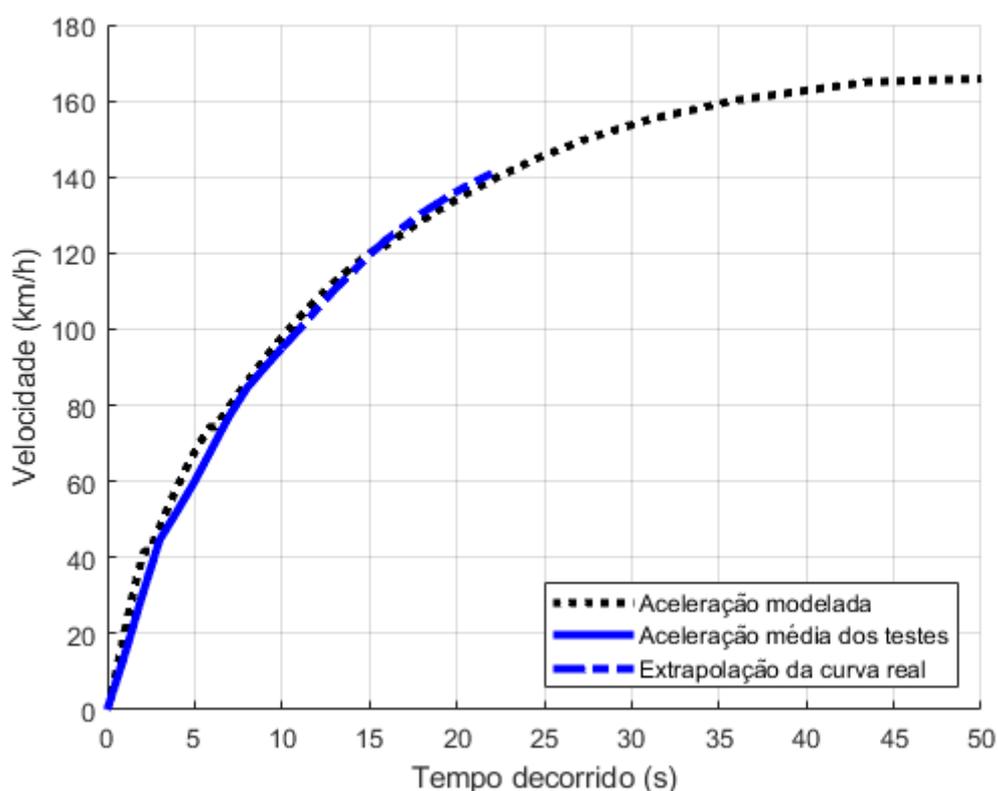
Observa-se na Figura 14 existem pequenas descontinuidades na curva, ocorrendo pequenos saltos no tempo. Esses pequenos intervalos, em relação ao tempo, representam a hipótese de que não há aceleração nas trocas de marchas fazendo com que durante o tempo em que o motorista leva para troca-las a velocidade mantém-se constante ocasionando apenas progresso do tempo. Para este intervalo de troca de marcha, então, foi adotado 0,3 segundos com base nas observações feitas no teste experimental.

Como mostrado na Figura 14, para alcançar-se a velocidade máxima do veículo, quase não se faz necessário a utilização da 5ª marcha. Dentro das condições propostas, na modelagem,

o automóvel apresenta a capacidade de desempenho suficiente, para que com apenas as quatro marchas, atinja uma velocidade próxima da máxima.

Essa característica é observada também no teste real, Figura 10, onde a velocidade máxima atingida, de forma extrapolada, durante os testes está próxima da velocidade limite do veículo e é alcançada em 4ª marcha, mostrando que o modelo é capaz de representar o desempenho real do veículo. Além disso, outro ponto que o modelo se assemelha do comportamento real do carro é ao atingir 100km/h, que pode se observar comparando a curva média dos testes com a curva modelada, Figura 15, é que essa velocidade é atingida no início de ação da 3ª marcha, em ambos os casos. E traz um erro, no tempo, entre os dois modelos de 0,6 segundos, aproximadamente 5,4%.

Figura 15 - Comparação entre resultados teórico e experimental.



Fonte: O Autor (2019).

Pela Figura 15, fica evidenciado uma variação entre a curva média dos testes e a curva obtida pela modelagem matemática, mas que os comportamentos entre as curvas são muito similares. Considerando essa diferença pequena, acredita-se que o modelo representa, consideravelmente bem o desempenho do veículo. Pois, estas pequenas variações podem ser geradas de aleatoriedades climáticas, diversas, e também causadas pelo motorista, o principal fator é proporcionado devido o teste não ser feito em ambiente controlado, ocasionando essas interferências.

5.4 INTERVALO DE RELAÇÕES E MODO DE AVALIAÇÃO DE APTIDÃO

Outra questão que é importante ser salientada é a definição do intervalo dos dados, para que o algoritmo possa fazer a otimização do problema, a partir de um mínimo até um máximo. Na Tabela 4 são apresentados os intervalos de operação utilizados para a otimização de cada relação de marcha e seu respectivo valor original. Optou-se por selecionar intervalos próximos aos valores originais do veículo e que o contenham, por considerar que esses valores serem aceitáveis ou possam estar próximos de valores ótimos.

Tabela 4 - Intervalo de otimização.

Marcha	Relação original	Intervalo de operação
1°	3,769	3,000 – 4,000
2°	2,095	2,000 – 3,000
3°	1,281	1,000 – 2,000
4°	0,927	0,700 – 1,000
5°	0,740	0,500 – 0,700

Fonte: O Autor (2019)

A definição deste intervalo pode auxiliar para que o AG não retorne valores que fujam do usual. Assim o algoritmo restringe seu espaço de procura para que não aumente o custo computacional, em soluções que dificultariam sua adaptação ao projeto ou mesmo sendo impossíveis de serem implementadas, deixando, conseqüentemente, o processo menos eficiente.

A otimização acontece simultaneamente em todas as relações, iniciando por valores aleatórios definido pelo próprio algoritmo. Assim o AG não trata de forma independente cada uma das relações do sistema, cada indivíduo do algoritmo varia em sua essência todas as relações, por esta questão, se faz necessário uma divisão de grupos de possíveis soluções para cada uma das marchas a serem otimizadas, esses grupos preferencialmente são feitos de forma que não haja a interseção entre os conjuntos, pois pela aleatoriedade, em alguns casos, o AG trocará a ordem de relações, que por definição decresce conforme aumenta-se a marcha do veículo.

Desta forma o modelo encontraria soluções com inversão de ordem como por exemplo podendo que alguma das relações seja menor que a relação da primeira ou menor que a sua antecessora. Ou que convirja para relações muito pequenas ou grandes, não podendo atingir a velocidade analisada, o que torna desinteressante esses tipos de soluções, por não atender as especificações do projeto. Pois a lógica nesses conjuntos de relações não é compreendida pelo modelo de dinâmica veicular, acarretando desperdício de custo computacional. Como forma de

contornar algumas incoerências do conjunto, o modelo dinâmico numérico é programado para retornar, ao AG, um tempo extremamente grande necessário para que o veículo atinja a velocidade estipulada, ocasionando um *fitness* muito pequeno. Assim, pela lei de seleção natural, esta solução tornasse desinteressante para transmitir seu gene para os próximos cromossomos de gerações futuras.

Então, pela definição da lógica de seleção natural desenvolvida pelo algoritmo genético, onde apenas os indivíduos com atributos de aptidão alto possam ser eleitos para transmitir seu gene e ser considerado um candidato a solução ótima, vindo de encontro com o intuito deste trabalho de minimizar o tempo de aceleração. É necessário um meio de contornar este problema. Desse modo, utilizou-se a Equação(14), que tem como objetivo inverter o resultado modelo dinâmico veicular retorna para o AG, convertendo este produto no nível de aptidão a ser analisado pelo algoritmo, como indicado em Linden (2012).

$$f = \frac{1}{t_{0,100}} \quad (14)$$

Onde:

$f = fitness$;

$t_{0,100}$ = tempo decorrido de 0 a 100 km/h.

Para este trabalho equação (14) é aplicada em todos os cromossomos, assim todos os conjuntos soluções são avaliados da mesma forma. Após a inversão, por definição, os níveis de aptidão serão menores que um. Então o AG poderá fazer sua avaliação para encontrar os resultados ótimos, estas soluções serão apresentadas e discutidas no próximo capítulo.

6 RESULTADOS DA OTIMIZAÇÃO

No presente capítulo é descrito os resultados da otimização obtidos a partir da modelagem numérica do algoritmo genético em função da dinâmica veicular longitudinal definido no capítulo anterior. O código é apresentado no Apêndice A.

6.1 OTIMIZAÇÃO VARIANDO A RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO

Por se tratar de uma ferramenta que emprega a aleatoriedade da população, devido a evolução natural, dificilmente ao se executar o algoritmo genético mais de uma vez ele convergirá para um mesmo resultado, como já falado anteriormente. O que causa, em algumas situações, dúvidas se o algoritmo realmente convergiu para os pontos ótimos do problema, pela falta de uma maneira de tirar a prova real, e que o AG possa apenas ter encontrado algum ótimo local do problema, podendo, então, haver outros pontos que representariam o ótimo global.

Como forma de contornar esse problema deve-se fazer algumas repetições do Algoritmo e utilizar os melhores resultados. A quantidade de repetições necessárias depende da divergência dos resultados. Ao chegar em valores discrepantes entre os resultados, torna-se necessário então um mapeamento mais preciso dos resultados, logo necessitando de mais execuções. Posteriormente, deve-se fazer a análise das soluções otimizadas para então analisar o melhor resultado obtido entre todos. Como mostrado na Tabela 6, para este trabalho foram realizadas dez execuções do algoritmo.

Outras condições importantes estabelecidas para a otimização são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 - Dados de entrada do algoritmo genético para otimização.

Dados de entrada	
População	50
Número de gerações	4000
Taxa de mutação	5%

Fonte: O Autor (2019).

Conforme mostrado pela Tabela 5 e justificado no capítulo 4 esses valores são os principais dados a serem definidos para que haja uma boa otimização do problema. A taxa de mutação não sendo muito alto mantém a herança genética e impede que o algoritmo se torne um método de tentativa e erro. O número de indivíduos da população não deve ser muito alto para evitar que se torne uma ferramenta de busca exaustiva. E a quantidade de geração varia

para cada caso, neste problema optou-se em ter um número razoavelmente grande, quatro mil gerações, mas que ao observar os resultados na Tabela 6, sete das dez execuções obtiveram seus pontos ótimos antes da milésima geração.

Tabela 6 - Resultados alcançados no tempo de 0 a 100km/h.

Execução	1° marcha	2° marcha	3° marcha	4° marcha	5° marcha	Fitness	Iteração	Tempo [s]
1	3,2120	2,0901	1,4193	0,8840	0,6029	0,099593	135	10,0408
2	3,1399	2,1226	1,4437	0,9529	0,6331	0,099459	204	10,0544
3	3,1568	2,0437	1,4492	0,7012	0,5357	0,099509	1284	10,0493
4	3,0608	2,1646	1,4079	0,8311	0,5169	0,099337	244	10,0667
5	3,0527	2,0758	1,4092	0,7892	0,6534	0,099691	1227	10,0310
6	3,0391	2,2358	1,4567	0,7791	0,5103	0,099377	373	10,0627
7	3,0742	2,1760	1,4758	0,9708	0,5930	0,099532	415	10,0470
8	3,0574	2,1662	1,4095	0,7364	0,6577	0,099446	3649	10,0557
9	3,1287	2,0336	1,4360	0,7322	0,6596	0,099573	6	10,0429
10	3,3978	2,1037	1,4303	0,8277	0,5181	0,099275	216	10,0730
Relações Originais	3,769	2,095	1,281	0,927	0,74			10,4

Fonte: O Autor (2020).

Na Tabela 6 pode-se observar quais foram as melhores relações para cada marcha, em cada uma das execuções feitas. A tabela também traz informações complementares importantes para o entendimento, que são o fitness obtido, a interação em que ocorreu a convergência e o tempo teórico que o veículo levou para ir de 0 a 100 km/h, com as relações.

Sendo o *fitness* a função de avaliação dos indivíduos, como dito anteriormente no capítulo 4, representa o nível de aptidão de cada indivíduo para a solucionar do problema. É com base nesse valor que o AG otimiza os resultados, quanto maior o *fitness* maior a probabilidade deste ponto estar próximo de resultados ótimos, ou no caso deste trabalho o veículo chegará a velocidade de 100km/h em menos tempo.

Observando a Tabela 6 nota-se que não houve uma divergência grande entre as relações para cada execução, isto devido ao controle externo pelo operador do software que garante que a simulação não retornará valores exorbitantes que não poderão ser implementados no projeto de caixa de transmissão. Este controle manual é estabelecido ao se estipular um intervalo para a varredura de cada uma das marchas. Assim restringiu-se o espaço de variação para valores mais próximos das relações já utilizadas no veículo, estipuladas pela fábrica.

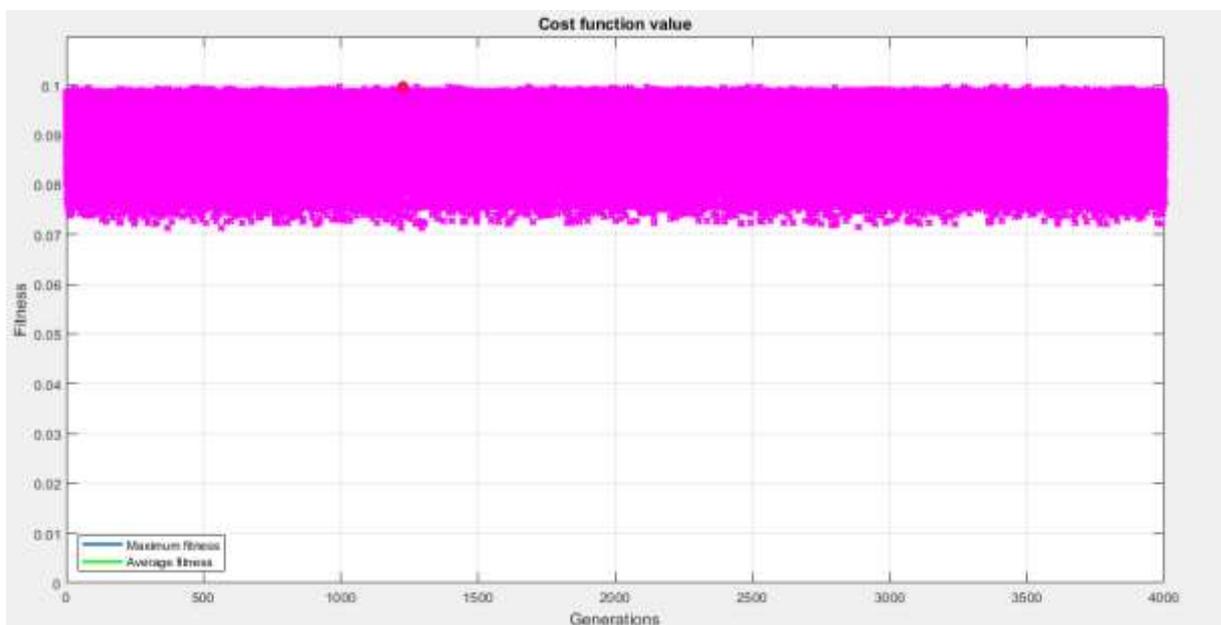
Então, verifica-se pelo critério de seleção, *fitness*, que o conjunto com maior aptidão foi o obtido na quinta execução e conseqüentemente mostra também o menor tempo necessário para atingir a velocidade de 100km/h, partindo do repouso. O tempo teórico alcançado pelo

algoritmo é de 10,03 segundos, resultando em uma redução de 3,56% no tempo comparando com o tempo modelado, utilizando as relações originais do veículo.

Outra informação importante que pode ser observada, facilmente, é a variação dos *fitness* ou dos tempos obtidos, um importante parâmetro para caracterizar as soluções ótimas, por se tratar de um problema que depende de cinco variáveis de entrada, a compreensão do problema pelo comportamento gráfico torna-se muito complexa e inviável. Como mostrado na Tabela 6 percebe-se que não há resultados discrepantes, mantendo uma diferença baixa, entorno de 0,4%. Segundo Nunes (2018), quanto maior essa divergência entre soluções maior deve ser a quantidade de repetições necessárias, pois indica que o AG ainda não foi capaz de compreender regiões que contenham conjuntos melhores. Assim, sendo necessário mais execuções do AG, para que possa analisar melhor todo o espaço e encontrar pontos ótimos globais.

As Figura 16 e Figura 17 apresentam o comportamento do algoritmo genético ao longo das iterações das gerações, em que é traçado o nível de aptidão (*fitness*) de cada indivíduo solução (asterisco em magenta).

Figura 16 - Representação gráfica de uma execução do algoritmo genético.



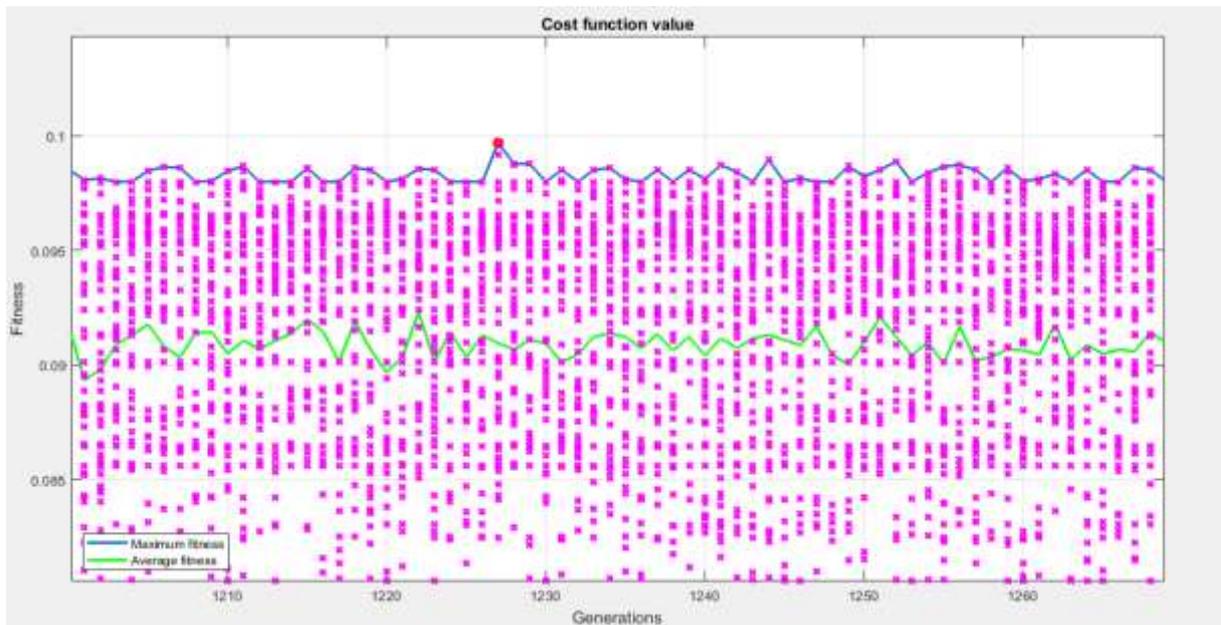
Fonte: O Autor (2020).

Na Figura 16 nota-se que as soluções são traçadas dentro de uma faixa com um valor mínimo de *fitness*. Isso é causado porque ao se definir o intervalo de trabalho para cada marcha, consequentemente, retornará uma combinação de relações que é considerada o limite inferior de otimização, pela definição deste trabalho esse limite faz com que não haja *fitness* igual a

zero, pois para que isso aconteça o veículo deverá se manter estático fazendo que o tempo necessário tenda ao infinito.

Por se tratar de um intervalo consideravelmente pequeno e pela quantidade grande de indivíduos em cada geração, causa uma aglomeração das respostas tornando pouco visível a distribuição dos indivíduos. Mas ao aproximar, como mostrado na Figura 17, pode-se observar cada indivíduo solução em seu respectivo nível de aptidão.

Figura 17 - Representação gráfica de uma execução do algoritmo genético, aproximando a solução ótima encontrada.



Fonte: O Autor (2020).

Como observa-se a Figura 17 é aproximação do gráfico da Figura 16 no ponto de ótimo obtido pelo AG, na quinta execução, representado com círculo vermelho na figura. Neste gráfico, evidenciam-se duas curvas, sendo a azul a curva que indica a melhor resposta de cada geração e a verde representando a média de todos os indivíduos soluções de cada geração. Constata-se pela Figura 17, que a aleatoriedade das soluções que obtiveram o melhor *fitness*, é conservada durante a resolução do problema não havendo a convergência da população para uma única solução do caso.

6.2 SOLUÇÃO COM VARIAÇÃO DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO E DIFERENCIAL

Com o intuito de aprofundar a análise, fazendo o algoritmo otimizar não apenas os parâmetros do escalonamento das relações de marchas, mas também englobar relação do

diferencial, tornando um problema que abranja todas as relações do sistema de transmissão. Integrou-se, então, a relação do diferencial como uma variável adicional ao Algoritmo Genético, que, para o estudo do item anterior admitia-se o valor fixo que é fornecido pelo fabricante, Tabela 2. Desta forma, pode-se mensurar o ganho gerado com a otimização do diferencial em conjunto com as demais relações da transmissão.

Pela configuração característica de montagem do sistema de transmissão, e pela finalidade do diferencial, de distribuir, de modo uniforme a dois semi-eixos o torque fornecido pelo motor e transmitido pela caixa de marchas. Esse dispositivo é posicionado entre os semi-eixos, gerando a última redução da velocidade rotacional antes das rodas. Esse fato determina o quanto o diferencial é importante para a transmissão e sua relevância deve ser considerada em uma otimização do sistema. Interagindo proporcionalmente com todas as demais relações através do fluxo de torque/potencia, do motor as rodas. Assim com a otimização deste dispositivo espera-se que haja um benefício maior para o conjunto completo, do o obtido no tópico anterior.

Na Tabela 7 são apresentados os resultados da otimização pelo AG do conjunto de relações da caixa de transmissão junto ao diferencial, operando simultaneamente. Nela observa-se as relações de cada marcha e do diferencial, obtidas em cada execução, com seu respectivo *fitness*, em qual respectiva interação houve a convergência e o tempo teórico que este conjunto consegue atingir a velocidade de 100km/h, partindo do repouso. De modo a manter os parâmetros de simulação, replicou-se as mesmas condições e mesmo intervalo de entrada de variação para relações das marchas, sendo alterado apenas as condições do diferencial dentro do AG.

De forma a conceber uma solução mais ampla e que possa mostrar de uma forma mais visível a influência do diferencial no comportamento das relações otimizadas das marchas, adotou-se o parâmetro de intervalo de operação do AG entre 0,5 a 5, para a relação do diferencial.

Foram feitos novamente 10 execuções, como mostrado na Tabela 7, a seguir.

Tabela 7 - Resultados obtidos variando o diferencial.

Execução	1° marcha	2° marcha	3° marcha	4° marcha	5° marcha	Diferencial	Fitness	Iteração	Tempo [s]
1	3,4554	2,2488	1,4136	0,8467	0,6128	2,3780	0,10225	148	9,780
2	3,6921	2,4037	1,3967	0,7930	0,6359	2,2341	0,10227	2802	9,778
3	3,7514	2,4419	1,1451	0,8784	0,6547	2,1901	0,10226	533	9,779
4	3,6977	2,4069	1,5377	0,7123	0,6282	2,2286	0,10227	2026	9,778
5	3,3697	2,1939	1,7811	0,8760	0,6006	2,4462	0,10228	3966	9,777
6	3,8361	2,4975	1,4963	0,9097	0,5397	2,1440	0,10227	13	9,778
7	3,8847	2,5292	1,4286	0,9068	0,5417	2,1143	0,10226	864	9,779
8	3,3057	2,1523	1,6373	0,7654	0,5274	2,4923	0,10228	1175	9,777
9	3,6276	2,3614	1,9342	0,9849	0,5974	2,2681	0,10227	2756	9,778
10	3,8505	2,5062	1,3861	0,7594	0,6839	2,1374	0,10226	112	9,779
Relações Originais	3,769	2,095	1,281	0,927	0,74	3,625			10,4

Fonte: O Autor (2020).

Ao comparar a Tabela 7 com os resultados da seção anterior, Tabela 6, observa-se que a aleatoriedade das relações encontradas pelo AG se mantiveram entre execuções, e que o mesmo ocorreu para o diferencial. Pela Tabela 7, observa-se, que ao otimizar o sistema de transmissão, o AG apresentou em todas as soluções um intervalo pequeno de variação entre as relações do diferencial. De modo geral o algoritmo define que indiferente ao resultado dos ótimos de cada marcha, o ideal para o diferencial é estipulado entre 2,1 e 2,4.

Pela Tabela 7, nota-se um fato diferente do ocorrido na seção anterior, sendo a convergência de mais de uma solução para o mesmo valor de *fitness*, mas com conjuntos de relações diferentes entre as mesas execuções. Sendo que duas execuções convergiram para a melhor solução 0,10228, quatro para 0,10227, três para 0,10226 e uma para 0,10225, esse fato confirma a otimização do sistema de transmissão e mostra que em todas as execuções o AG conseguiu chegar em valores muito próximos entre si e do ótimo, causando uma diferença de apenas 0,003 segundos, entre a melhor solução e a pior solução.

Essa característica, não garante que a solução ótima obtida seja a melhor possível, mas exemplifica que mesmo existindo um nível máximo de aptidão para este caso a solução não fica restrita apenas a uma resposta ótima, ou para as demais soluções que obtiveram o mesmo *fitness*, pois são inúmeros conjuntos capazes de atingir a mesma eficácia, para este problema. Servindo como uma analogia ao problema do caixeiro viajante, segundo Nunes (2018), por mais que exista uma distância mínima a ser percorrida pelo caixeiro viajante, há inúmeros percursos a serem feitos que atingirão o mesmo resultado final, dando liberdade ao AG para retornar várias soluções, onde pode-se iniciar o caminho por qualquer uma das cidades desde que se mantenha a mesma cidade subsequente ou então percorra o sentido contrário do circuito ótimo. Assim provando que em alguns problemas de otimização pode haver mais de uma única solução ideal para o mesmo nível de aptidão.

Desta forma, pela Tabela 7, o melhor tempo, atingido na otimização, é de 9,777 segundos, sendo esta solução obtida na quinta e oitava execução, conseqüentemente pelo fato delas alcançarem o mesmo nível de aptidão para solução do problema. Causando, então, uma redução entorno, de 6% do tempo teórico ao comparar com o tempo obtido pelo modelo numérico. E de aproximadamente 2,5% de redução ao se comparar com o melhor tempo da Tabela 6.

Em questão de projetos o comportamento dos resultados pode ser benéfico pela flexibilidade de escolha do conjunto encontrado, como por exemplo a possibilidade de escolha entre relações de redução maior ou menor das marchas ou diferencial. Principalmente por questões geométricas, o que interfere em características construtivas, podendo trazer uma redução de dimensão, o que pode auxiliar na redução de peso ou também interferir na adaptação do sistema, que se torna complexo quando não dispõem de espaço. Então por haver a possibilidades de obter-se vários conjuntos de transmissão de mesmo grau de aptidão, pode-se atingir um resultado satisfatório que atenda às necessidades do projeto como um todo.

Logo, visando como critério a máxima performance do veículo para a seleção da solução, opta-se pelo conjunto de relações obtido na oitava execução. Essa escolha se dá pelo fato de as relações das marchas serem menores do que as obtidas na quinta, o que causa, conseqüentemente, uma redução de tamanho do sistema, assim deixando a caixa de transmissão mais compacta, beneficiando de forma global o veículo pela redução do peso.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho levanta a discussão sobre um método genérico para a seleção de relações de transmissão de forma otimizada. Com o foco direcionado para a melhoria de desempenho. E apresenta uma abordagem por meio de linguagem de programação, por meio do *software* Matlab, desenvolvendo um modelo numérico que capaz de representar o comportamento dinâmico veicular, de maneira idêntica ao real. Sendo assim necessário à validação do modelo, logo, testes práticos foram feitos a partir de um veículo de passeio comercial. Então, foi possível empregar o modelo numérico no algoritmo de otimização. Para este passo utilizou-se a lógica do algoritmo genético que vem se provando ser uma ferramenta meta-heurística muito eficiente, baseado na evolução natural da teoria de Darwin.

De acordo com o estudo desenvolvido neste trabalho conclui-se que o método é eficaz e que retorna bons resultados. Apesar desta técnica de busca não necessariamente encontrar sempre a melhor solução ou convergir para o mesmo ponto em todas as execuções, mostrado na Tabela 6 e Tabela 7. Ele provou ser um método muito eficiente em todas as execuções, algumas alcançando níveis melhores de aptidão de solução (*fitness*) e outras um pouco menores, mas muito próximas da solução ótima. Essa característica faz com que as respostas sejam mais abertas, abrangendo um leque grande de soluções satisfatórios que possam ser consideradas no projeto.

Para o caso da otimização apenas das relações de transmissão o algoritmo genético causou uma redução de tempo de 3,56% no tempo necessário para atingir a velocidade de 100 km/h, comparado ao tempo teórico modelado. E uma redução de 8,8% quando comparado com o tempo obtido nos testes do veículo comercial.

Já para o caso da otimização do conjunto, caixa de transmissão mais diferencial, a redução do tempo alcançados foram de 6% para o tempo teórico modelado e 11,12% comparado com o tempo obtido experimental.

Constata-se que houve uma redução razoável no tempo de aceleração, mas nada exorbitante, por se tratar de um veículo urbano. Sendo estes resultados já esperados, por ponderar-se que o automóvel utilizado para este trabalho, trata-se de um modelo com uma proposta esportiva, e que na concepção de projetos de veículos, em geral, se faz necessário a preocupação com o desempenho do veículo pela fabricante. Essa atenção em fase de projeto faz com que seus sistemas fiquem mais aprimorados a cada geração. Assim pode-se observar

que as relações das marchas e do diferencial do veículo, originais de fábrica, estão próximas das ideais.

Conclui-se com esse trabalho que este mecanismo de otimização pode ser uma notável ferramenta de projeto, mesmo que aplicada em um sistema considerado próximo do ideal pôde otimiza-lo. E que ao ser empregado na concepção de projeto poderá estar auxiliando na redução de custos e tempo que outros métodos necessitam, assim proporcionando soluções ótimas para questões complexas, que dificilmente estes outros métodos exaustivos não chegariam. O que reflete na satisfação do público consumidor e entusiastas do setor automotivo, pela constante evolução do mercado e aplicação de melhorias contínuas pelos fabricantes, em seus processos e produtos.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Após a realização deste trabalho, sugere-se como próximos estudos a serem desenvolvidos:

- Aplicação de requerimentos mecânicos de projetos de transmissão ao Algoritmo genético, um estudo integrando otimização das relações do sistema de transmissão com a otimização construtiva dos pares engrenados.
- Otimização por algoritmo meta heurístico do sistema de transmissão na perspectiva de eficiência energética do veículo.
- Otimização por meio de algoritmo genético do sistema de transmissão fundamentado em efeitos causados ao veículo em perímetro urbano, aceleração e frenagem cíclica. Um estudo de retomadas de velocidade.
- Integração de modelo numérico de motor de combustão interna, uma otimização, em conjunto com a transmissão, do sistema de powertrain.
- Emprego do algoritmo genético para otimização de peças, sistemas e subsistemas do veículo.

REFERÊNCIAS

- AHLAWAT, Rahul et al. On emulating engine and vehicle transient loads for transmission-in-the-loop experiments. **Elsevier: mechatronics**, Ann Arbor, v. 22, p.989-996, out. 2012.
- ALMEIDA, I. I.; SANTOS, J. F.; RIBEIRO, E. C.; JUNIOR, F. C. L. Análise da influência dos parâmetros do algoritmo genético na solução do problema do caixeiro viajante. **Anais dos Artigos da III Escola Potiguar de Computação e suas Aplicações**, 2010.
- ALMEIDA, M. W. S.; GORGONIO, F. L.; VALE, K. M. O. Montagem de horários utilizando algoritmos genéticos comparando seu desempenho através do uso ou não do elitismo. **International Association for Development of the Information Society**, p. 265–267, 2015.
- BARCELLOS, J. C. H. **Algoritmos genéticos adaptativos: um estudo comparativo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2000.
- BI, Xiaoping et al. Transient Modeling for Heavy Tracked Vehicle Performance and Fuel Consumption under Accelerating Conditions. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], p.1174-1181, 4 mar. 2002. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2002-01-0630>.
- CARR, J.A. An introduction to genetic algorithms. Mai, 2014.
- Carros Na Web. “**Ficha técnica: Volkswagen Up Connect 1.0 TSi**”. Disponível em: <https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=11743>. Acesso em: 14/05/2020.
- CATARINA, A. S.; BACH, S. L. Estudo do efeito dos parâmetros genéticos sobre a solução otimizada e sobre o tempo de convergência em algoritmos genéticos com codificações binária e real. **Acta Scientiarum**, v. 25, n. 2, p. 147–152, 2003.
- CAVINA, N. et al. Control-Oriented Models for Real-Time Simulation of Automotive Transmission Systems. **Oil & Gas Science And Technology – Revue D’ifp Energies Nouvelles**, [s.l.], v. 70, n. 1, p.67-90, 21 abr. 2014. EDP Sciences. <http://dx.doi.org/10.2516/ogst/2013216>.
- CHEBBI, O.; CHAOUACHI, J. Effective parameter tuning for genetic algorithm to solve a real world transportation problem. **International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics**, p. 370-375, 2015.
- CHO, D.; HEDRICK, J. K.. Automotive Powertrain Modeling for Control. **Journal Of Dynamic Systems, Measurement, And Control**, [s.l.], v. 111, n. 4, p.568-576, 1989. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3153093>.
- CISCON, Leonardo Aparecido et al. O problema de geração de horários: um foco na eliminação de janelas e aulas isoladas. in: simpósio brasileiro de pesquisa operacional, 37., 2005, Gramado. **Anais...** . Gramado: Sbp0, 2005. p. 1724 - 1733.

COPPIN, B. **Inteligência Artificial**. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

COUTERMARSH, Barry. Velocity effect of vehicle rolling resistance in sand. **Journal Of Terramechanics**, [s.l.], v. 44, n. 4, p.275-291, out. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2007.03.001>.

DEB, Kalyanmoy; GOYAL, Mayank. Optimizing engineering designs using a combined genetic search. **Proceedings Of The 7th International Conference On Genetic Algorithms**, Kanpur, p.521-528, 1997.

DEB, K.; AGRAWAL, S. Understanding interactions among genetic algorithm parameters. **Foundations of Genetic Algorithms 5**, p. 265–286, 1999.

DOHNER, Donald J.. A Mathematical Engine Model for Development of Dynamic Engine Control. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], p.373-381, 1 fev. 1980. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/800054>.

FONSECA, D. J. et al. A genetic algorithm approach to minimize transmission error of automotive spur gear sets. **Applied Artificial Intelligence**, [s.l.], v. 19, n. 2, p.153-179, 26 jan. 2005. Informa UK Limited. <http://dx.doi.org/10.1080/08839510590901903>.

GARBER, M.; SHWARTZMAN, M.. Agriculture tracked vehicle-soil interaction under uneven contact pressure conditions. **Journal Of Terramechanics**, [s.l.], v. 21, n. 3, p.261-271, jan. 1984. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0022-4898\(84\)90035-1](http://dx.doi.org/10.1016/0022-4898(84)90035-1).

GENTA, Giancarlo; MORELLO, Lorenzo. **The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design**. Torino: Springer, 2009.

GILLESPIE, Thomas D.. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Of Automotive Engineers, Inc, 1992.

HETHERINGTON, J.g.. Tracked vehicle operations on sand – investigations at model scale. **Journal Of Terramechanics**, [s.l.], v. 42, n. 1, p.65-70, jan. 2005. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2004.05.003>.

HOLANDA, T. C. **O relacionamento do problema de sequenciamento clássico com o problema do caixeiro viajante e sua resolução numa abordagem evolutiva**. Dissertação (Mestrado em Logística e Pesquisa Operacional) — Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2015.

HROVAT, D.; TOBLER, W.e.. Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters. **Journal Of The Franklin Institute**, [s.l.], v. 319, n. 1-2, p.93-114, jan. 1985. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0016-0032\(85\)90067-5](http://dx.doi.org/10.1016/0016-0032(85)90067-5).

IRIMESCU, A.; MIHON, L.; PĂDURE, G.. Automotive transmission efficiency measurement using a chassis dynamometer. **International Journal Of Automotive Technology**, Timisoara, v. 12, n. 4, p.555-559, jan. 2011.

JANARTHANAN, B.; PADMANABHAN, Chandramouli; SUJATHA, C.. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment. **Elsevier: Journal of Terramechanics**, Chennai, v. 49, n. 2, p.63-72, abr. 2012.

JANARTHANAN, B.; PADMANABHAN, Chandramouli; SUJATHA, C.. Longitudinal dynamics of a tracked vehicle: Simulation and experiment. **Journal Of Terramechanics**, [s.l.], v. 49, n. 2, p.63-72, abr. 2012. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jterra.2011.11.001>.

KAKANDIKAR, Ganesh; NANDEDKAR, Vilas. Springback optimization in automotive Shock Absorber Cup with Genetic Algorithm. **Manufacturing Review**, [s.l.], v. 5, p.1-7, 2018. EDP Sciences. <http://dx.doi.org/10.1051/mfreview/2017013>.

KAO, Minghui; MOSKWA, John J.. Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation. **Journal Of Dynamic Systems, Measurement, And Control**, [s.l.], v. 117, n. 1, p.20-30, 1995. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2798519>.

KOTWICKI, Allan J.. Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], p.1595-1613, 1 fev. 1982. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/820393>.

KOUROUSSIS, G.; DEHOMBREUX, P.; VERLINDEN, O.. Vehicle and powertrain dynamics analysis with an automatic gearbox. **Mechanism And Machine Theory**, [s.l.], v. 83, p.109-124, jan. 2015. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2014.09.009>.

KUNIYOSHI, A. et al. Perda de potência em um sistema de transmissão veicular. **Ciências do Ambiente On-line**, Campinas, v. 22, n. 2, p.66-69, dez. 2010.

LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. Stuttgart: Springer, 1999.

LINDEN, R. **Algoritmos Genéticos: Uma Importante Ferramenta da Inteligência Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: Brasport, 2008.

LINDEN, R. **Algoritmos genéticos**. 3. ed. Rio de Janeiro: Editora Ciência Moderna, 2012.

MIANZO, L.. A transmission model for hardware-in-the-loop powertrain control system software development. **Proceedings Of The 2000. Ieee International Conference On Control Applications. Conference Proceedings (cat. No.00ch37162)**, [s.l.], p.0-0, nov. 2000. IEEE. <http://dx.doi.org/10.1109/cca.2000.897390>.

MILLO, Federico; ARYA, Pranav; MALLAMO, Fabio. Optimization of automotive diesel engine calibration using genetic algorithm techniques. **Energy**, [s.l.], v. 158, p.807-819, set. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.044>.

MIRANDA, R. C.; PINHO, A. F.; MONTEVECHI, J. A. B. Análise de significância dos parâmetros de um algoritmo genético através do planejamento de experimentos. **Cadernos do IME - Série Estatística**, v. 31, p. 1-14, 2011.

MITCHELL, M. Genetic Algorithms: An Overview. **Complexity**, v.1 ,n.1, p.31-39, 1995.

NAUNHEIMER, Harald et al. **Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application**. 2. ed. Friedrichshafen: Springer, 2010.

NICOLAZZI, L. C.; LEAL, L. C. M.; ROSA, E. **Uma Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2008.

NUNES, J. R.O. Avaliação de Taxas de Cruzamento e Mutação em um Algoritmo Genético Baseado em Ordem Aplicado ao Problema do Caixeiro Viajante. Caicó, 2018

PRAYOONRAT, S.; WALTON, D.. Practical approach to optimum gear train design. **Computer-aided Design**, [s.l.], v. 20, n. 2, p.83-92, mar. 1988. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0010-4485\(88\)90053-x](http://dx.doi.org/10.1016/0010-4485(88)90053-x).

QIN, Huan et al. Shape optimization of automotive body frame using an improved genetic algorithm optimizer. **Advances In Engineering Software**, [s.l.], v. 121, p.235-249, jul. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.advengsoft.2018.03.015>.

RAJAMANI, Rajesh. **Vehicle Dynamics and Control**. Minneapolis: Springer, 2005.

RAZALI, N. M.; GERAGHTY, J. Genetic algorithm performance with different selection strategies in solving tsp. **Proceedings of the World Congress on Engineering**, p. 6–8, 2011.

ROSA, T. O.; LUZ, H. S. Conceitos básicos de algoritmos genéticos: teoria e prática. **Anais do XI encontro de estudantes de informática do Tocantins**, p. 27–37, 2009.

RUNDE, J.. Modeling and control of an automatic transmission. **Master's Thesis, Dept. Of Mechanical Engineering, M.i.t.**, Cambridge, p.0-0, 1986.

SCHMID, I. C.. Interaction of vehicle and terrain results from 10 years research at IKK. **Journal Of Terramechanics**, [s.l.], v. 32, n. 1, p.3-26, jan. 1995. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0022-4898\(95\)00005-1](http://dx.doi.org/10.1016/0022-4898(95)00005-1).

SHARP, B. “**VW UP! xtreme, revisita de uma semana (com vídeo): VW reformula e simplifica a linha UP!**”. 2019. Disponível em: <https://www.autoentusiastas.com.br/2019/11/vw-up-xtreme-revisita-de-uma-semana-com-video/>. Acesso em: 14/05/2020

SHOJAEEFARD, M. H.; TALEBITOOTI, R.; SATRI, S. Y. Optimum Design of 1st Gear Ratio for 4WD Vehicles Based on Vehicle Dynamic Behaviour. **Advances In Mechanical Engineering**, [s.l.], v. 5, p.1-9, jan. 2013. SAGE Publications. <http://dx.doi.org/10.1155/2013/474872>.

SIVANDAM, S. N.; DEEPA, S. N. **Introduction to Genetic Algorithms**. Berlin: Springer, 2008.

TSANGARIDES, M.c.; TOBLER, W. E.. Dynamic Behavior of a Torque Converter with Centrifugal Bypass Clutch. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], p.3490-3504, 1 fev. 1985. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/850461>.

WANG, Ling. A hybrid genetic algorithm–neural network strategy for simulation optimization. **Applied Mathematics And Computation**, [s.l.], v. 170, n. 2, p.1329-1343, nov. 2005. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.amc.2005.01.024>.

WEEKS, Robert W.; MOSKWA, John J.. Automotive Engine Modeling for Real-Time Control Using MATLAB/SIMULINK. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], p.295-309, 1 fev. 1995. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/950417>.

WONG, Jo Y.. **Theory of Ground Vehicles**. 4. ed. Ottawa: John Wiley & Sons, Inc, 2008.

YANAKIEV, Diana; KANELLAKOPOULOS, Ioannis. Engine and Transmission Modeling for Heavy-Duty Vehicles. **Path Technical Note**, Los Angeles, p.95-157, maio 1995.

YAO, Zhenhui et al. An efficient powertrain simulation model for vehicle performance. **International Journal Of Vehicle Design**, [s.l.], v. 47, n. 1/2/3/4, p.189-214, 2008. Inderscience Publishers. <http://dx.doi.org/10.1504/ijvd.2008.020887>.

APÊNDICE A Código de otimização

Algoritmo genético utilizado para a otimização do sistema de transmissão mantendo o diferencial padrão de fábrica.

```

clear all
close all

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Input data
% Real limits of research (Use line vector)
ymin=[3 1.9 1 0.7 0.5];           % Minimum limit value
ymax=[4 2.9 1.9 0.99 0.69];      % Maximum limit value
Npop=50;                          % Number of chromosomes
bits=12;                          % Number of bits 2^bits
max_generat=4000;                 % Maximum generation
mutation_rate=5;                  % Mutation probability [%]
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

% Initial population (bits bits and Npop chromosome)
Nvar=size(ymin,2);
xmin=0;
xmax=bin2dec(num2str(ones(1,bits)));
for aux_var1=1:Nvar,
    population{aux_var1}=round(rand(Npop,bits)); % Population
    x_dec{aux_var1}=bin2dec(num2str(population{aux_var1})); % Fitness
end

% Scaling function
for aux_var6=1:Nvar,
    a_lim(aux_var6)=(ymax(aux_var6)-ymin(aux_var6))/(xmax-xmin);
    b_lim(aux_var6)=ymin(aux_var6)-a_lim(aux_var6)*xmin;
    x{aux_var6}=a_lim(aux_var6)*x_dec{aux_var6}+b_lim(aux_var6);
    ind_permute=randperm(Npop);
    x{aux_var6}=x{aux_var6}(ind_permute);
end
x_ini=x;

% Generations
fmax=0;
f_offspring_vect=zeros(Npop,max_generat);
generation=zeros(Npop,max_generat);
h_wb = waitbar(0,'Running: 0%');
for aux4=1:max_generat,
    waitbar(aux4/max_generat,h_wb,['Running: ' num2str(round(aux4/max_generat*100)) '%']);
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    % Function Input
    f_orig=zeros(Npop,1);
    for i=1:Npop
        f_orig(i)=1/dinamica_longitudinal_up_tsi_sem_variacao_dif(x{1}(i),x{2}(i),x{3}(i),x{4}(i),x{5}(i));

        %f_orig=exp(-1/3*x{1}.^3+x{1}-x{2}.^2); % Maximum (-2,0) & (1,0)
        % f_orig=-x{1}.^2/10+3*x{1};
    end
    %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

    % Selection by roulette
    [f,f_ind]=sort(f_orig,'descend');
    ind_elimination=floor(Npop*0.8);
    ind_selected=1:ind_elimination;
    Nselected=length(ind_selected);
    for aux_var2=1:Nvar,
        population_sort{aux_var2}=population{aux_var2}(f_ind,:);
        x{aux_var2}=x{aux_var2}(f_ind);
    end
    x_ant=x;
    % Mean_fit=mean(f(ind_selected));
    % Max_fit=max(f(ind_selected));

```



```

f_offspring(i)=1/dinamica_longitudinal_up_tsi_sem_variacao_dif(x_offspr{1}(i),x_offspr{2}(i),x_offspr{3}(i),x_offspr{4}(i),x_offspr{5}(i)
);

end

%%%%%%%%%%%%%%

% Save the maximum fitness chromosome
[f_offspring,f_offspr_ind]=sort(f_offspring,'descend');
for aux7=1:Nvar, x_offspr{aux7}=x_offspr{aux7}(f_offspr_ind); end
[fmax_actual,ind_max]=max(f_offspring);
if fmax<fmax_actual || aux4==1,
    fmax=fmax_actual;
    for aux_var5=1:Nvar, x_fmax{aux_var5}=x_offspr{aux_var5}(ind_max); end
    find_max_inter=aux4;
end
x=x_offspr;
fmax_vect(aux4)=fmax_actual;
avg_fitness(aux4)=mean(f_offspring); % Average of fitness
f_offspring_vect(:,aux4)=f_offspring';
generation(:,aux4)=aux4*ones(Npop,1);

% Survivor selection - elitism from parent and offspring
for aux_var6=1:Nvar,
    x{aux_var6}(1)=x_fmax{aux_var6};
    x{aux_var6}(2:round(Npop/2)+1)=x_ant{aux_var6}(1:round(Npop/2));
    x{aux_var6}(round(Npop/2)+2:end)=x_offspr{aux_var6}(1:round(Npop/2)-1);
end
end
close(h_wb)

disp(' ')
disp('-----')
disp(['Input: ' x_fmax ', Fitness: ' num2str(fmax) ', Iteraction: ' num2str(find_max_inter)])
disp('-----')
disp(' ')
disp(' ')

figure
% plot(1:max_generat,fmax_vect,1:max_generat,avg_fitness,'g',find_max_inter,fmax,'ro','LineWidth',2)
plot(1:max_generat,fmax_vect,1:max_generat,avg_fitness,'g',generation,f_offspring_vect,'mx',find_max_inter,fmax,'ro','LineWidth',2)
legend('Maximum fitness','Average fitness','Location','SouthWest')
grid on
title('Cost function value','FontSize',12,'FontWeight','Bold')
xlabel('Generations','FontSize',12)
ylabel('Fitness','FontSize',12)
axis([0 max_generat 0 fmax*1.1])

```

Código do modelo numérico de dinâmica veicular em função do algoritmo genético.

Caso sem otimização de diferencial.

```

function [tempo1_100]=dinamica_longitudinal_up_tsi_sem_variacao_dif(N1,N2,N3,N4,N5)
% close all;
% clc;
% clear;
% format compact
% format ShortG

%% Volkswagen Up Connect 1.0 170TSi. Modelo 2019/2020

%% Entrada
M = 1100; % [Kg] massa do veículo
G = M*9.81; % [N] Peso do veículo
A = 2.08; % [m²] área frontal do veículo
ro = 1.16; % [kg/m³] densidade do ar
cx = 0.367; % [-] coeficiente de arrasto aerodinâmico
Vmax = 181; % [Km/h] Velocidade máxima do veículo
inc = 0; % [Rad] inclinação da via
inc_percent = tan(inc)*100; % [%] inclinação da via em percentagem
g = 9.81 ;% [m/s²] aceleração da gravidade

```



```

VN5=zeros(tam,1);

for i =1:tam

%%%%%% Força
FxN1(i)=Te(i)*N1*Ndif*rendimento_marcha/(Rpneu*1.02*1e-3);
FxN2(i)=Te(i)*N2*Ndif*rendimento_marcha/(Rpneu*1.02*1e-3);
FxN3(i)=Te(i)*N3*Ndif*rendimento_marcha/(Rpneu*1.02*1e-3);
FxN4(i)=Te(i)*N4*Ndif*rendimento_marcha/(Rpneu*1.02*1e-3);
FxN5(i)=Te(i)*N5*Ndif*rendimento_marcha/(Rpneu*1.02*1e-3);

%%%%%% Velocidade
VN1(i) = 3.6*RPM(i)*(2*pi/60)*rendimento_marcha*Rpneu*1.02*1e-3/(N1*Ndif);
VN2(i) = 3.6*RPM(i)*(2*pi/60)*rendimento_marcha*Rpneu*1.02*1e-3/(N2*Ndif);
VN3(i) = 3.6*RPM(i)*(2*pi/60)*rendimento_marcha*Rpneu*1.02*1e-3/(N3*Ndif);
VN4(i) = 3.6*RPM(i)*(2*pi/60)*rendimento_marcha*Rpneu*1.02*1e-3/(N4*Ndif);
VN5(i) = 3.6*RPM(i)*(2*pi/60)*rendimento_marcha*Rpneu*1.02*1e-3/(N5*Ndif);
end

%%%%%% Resistências

%%%%%% Resistência ao aclave
Qsc = G*sin(atan(0.0)); % [N] Resistência ao aclave

%%%%%% Rolamento
Qr = f_asfalto*G*cos(inc); %resistência ao rolamento asfalto

%%%%%% Resistencia aerodinamica
Qa1=zeros(tam,1);
Qa2=zeros(tam,1);
Qa3=zeros(tam,1);
Qa4=zeros(tam,1);
Qa5=zeros(tam,1);
for i=1:tam
Qa1(i) = (((VN1(i)/3.6)^2)*A*ro*cx)/2;
Qa2(i) = (((VN2(i)/3.6)^2)*A*ro*cx)/2;
Qa3(i) = (((VN3(i)/3.6)^2)*A*ro*cx)/2;
Qa4(i) = (((VN4(i)/3.6)^2)*A*ro*cx)/2;
Qa5(i) = (((VN5(i)/3.6)^2)*A*ro*cx)/2;
end

%%%%%% Aceleracao
a1=zeros(tam,1);
a2=zeros(tam,1);
a3=zeros(tam,1);
a4=zeros(tam,1);
a5=zeros(tam,1);

for i=1:tam

a1(i)=(FxN1(i)-(Qsc + Qr + Qa1(i)))/(M*Yn1) ;
a2(i)=(FxN2(i)-(Qsc + Qr + Qa2(i)))/(M*Yn2) ;
a3(i)=(FxN3(i)-(Qsc + Qr + Qa3(i)))/(M*Yn3) ;
a4(i)=(FxN4(i)-(Qsc + Qr + Qa4(i)))/(M*Yn4) ;
a5(i)=(FxN5(i)-(Qsc + Qr + Qa5(i)))/(M*Yn5) ;
end

%%%%%% Figura 2
% Fig2=figure('Units','centimeters','color',[1 1 1],'name','Curvas Características do Motor');
% plot(RPM,a1,RPM,a2,RPM,a3,RPM,a4,RPM,a5,'linewidth',2)
% legend('Marcha 1', 'Marcha 2','Marcha 3','Marcha 4','Marcha 5')
% grid on
% axis([500 7000 0 3.5]) % Vmax
% xlabel('Rotação do Motor [RPM]')
% ylabel('Aceleração [m/s²]')
% title('Aceleração vs Rotação')
% set(gca,'FontSize',14)
% saveas(gcf,'Fig2.tiff')

Fmotrizmax_asfalto= G*mi_asfalto*cos(inc);
Fmaxadm_asf= Fmotrizmax_asfalto * ones(1,tam); % [N] Força máxima admissível no pneu com asfalto
Vetvol=Vmax/tam;
Vresist=zeros(tam,1);
for i=1:tam
Vresist(i)= i*Vetvol;

```

```

end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Figura 3
%   Fig3=figure('Units','centimeters','color',[1 1 1],'name','Diagrama Fx-V');
%   plot(V,Fx,'--',VN1,FxN1,VN2,FxN2,VN3,FxN3,VN4,FxN4,VN5,FxN5,Vresist,Fmaxadm_asf,'linewidth',2)
%   legend('Curva de potencia ','Marcha 1','Marcha 2','Marcha 3','Marcha 4','Marcha 5', 'Força máxima admissível')%,'Re'
%   grid on
%   axis([0 Vmax 0 15000])
%   xlabel('Velocidade [Km/h]')
%   ylabel('Força Trativa [N]')
%   title('Diagrama Fx-V ')
%   set(gca,'FontSize',14)
%   saveas(gcf,'Fig3.tiff')

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Dente de serra
RPM1 = zeros(indicek,1);
V1serra = zeros(indicek,1);

RPM2 = zeros(indicek,1);
V2serra = zeros(indicek,1);

RPM3 = zeros(indicek,1);
V3serra = zeros(indicek,1);

RPM4 = zeros(indicek,1);
V4serra = zeros(indicek,1);

RPM5 = zeros(indicek,1);
V5serra = zeros(indicek,1);

for i=1:1:indicek
    V1vertical(i) = VN1(indicek);
    V2vertical(i) = VN2(indicek);
    V3vertical(i) = VN3(indicek);
    V4vertical(i) = VN4(indicek);
    V5vertical(i) = VN5(indicek);
end

for i= 1:1:indicek
    RPM1(i) = RPM(i);
    V1serra(i) = VN1(i);
end
for i= 1:1:indicek
    RPM2(i) = RPM(i);
    V2serra(i) = VN2(i);
end
for i = 1:1:indicek
    RPM3(i) = RPM(i);
    V3serra(i) = VN3(i);
end
for i=1:1:indicek
    RPM4(i) = RPM(i);
    V4serra(i) = VN4(i);
end
for i=1:1:indicek
    RPM5(i) = RPM(i);
    V5serra(i) = VN5(i);
end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Figura 4
%   Fig4=figure('Units','centimeters','color',[1 1 1],'name','Dente de serra ');
%   plot(V1serra,RPM1,'r',V1vertical,RPM1,'k--',V2serra,RPM2,'b',V2vertical,RPM2,'k--',V3serra,RPM3,'m',V3vertical,RPM3,'k--',
%   V4serra,RPM4,'c',V4vertical,RPM4,'k--',V5serra,RPM5,'g','linewidth',2)
%   legend('Marcha 1','-', 'Marcha 2','-', 'Marcha 3','-', 'Marcha 4','-', 'Marcha 5', 'centimeters',[5 10 600 200])%,'Re'
%   grid on
%   axis([0 Vmax 0 7000])
%   xlabel('Velocidade [Km/h]')
%   ylabel('Rotação do motor [RPM]')
%   title('Velocidade vs Rotação do motor')
%   set(gca,'FontSize',14)
%   saveas(gcf,'Fig4.tiff')

```

%% Tempo e distancia X velocidade

```

for i=1:1:indicek

```

```
%%%%%%%%%% TERMO INTEGRADOR DE DSTANCIA PERCORRIDA
```

```
S1(i)= (VN1(i)/a1(i));
S2(i)= (VN2(i)/a2(i));
S3(i)= (VN3(i)/a3(i));
S4(i)= (VN4(i)/a4(i));
S5(i)= (VN5(i)/a5(i));
```

```
%%%%%%%%%% TERMO INTEGRADOR DE TEMPO PERCORRIDO
```

```
T1(i)= (1/a1(i));
T2(i)= (1/a2(i));
T3(i)= (1/a3(i));
T4(i)= (1/a4(i));
T5(i)= (1/a5(i));
```

```
end
```

```
%%%%%%%%%% DISTANCIA TEORICA PERCORRIDA PARA ATINGIR A VELOVIDADE (ROTACAO), DE CADA MARCHA
```

```
s1= cumtrapz(VN1(1:length(S1))/3.6,S1);
cs2= cumtrapz(VN2(1:length(S2))/3.6,S2);
cs3= cumtrapz(VN3(1:length(S3))/3.6,S3);
cs4= cumtrapz(VN4(1:length(S4))/3.6,S4);
cs5= cumtrapz(VN5(1:length(S5))/3.6,S5);
```

```
%%%%%%%%%% Vetores de distancia de cada marcha no intervalo das trocas
```

```
conts2= 1;
conts3= 1;
conts4= 1;
conts5= 1;
```

```
for i=1:indicek
```

```
  %distancia 2°
```

```
  if (V1vertical <= V2serra(i))
```

```
    if conts2==1
```

```
      VS2serra= zeros((indicek-i),1);
```

```
      ds2= s1(indicek)-cs2(i);
```

```
      dvs2=V2serra(i)-V1vertical(i);
```

```
    end
```

```
    if ds2<0
```

```
      s2(conts2)= cs2(i)+ds2;
```

```
      VS2serra(conts2)= V2serra(i)-dvs2;
```

```
    else
```

```
      s2(conts2)= cs2(i)+ds2;
```

```
      VS2serra(conts2)= V2serra(i)-dvs2;
```

```
    end
```

```
    conts2= conts2 + 1;
```

```
  end
```

```
end
```

```
for i=1:indicek
```

```
  %distancia 3°
```

```
  if (V2vertical <= V3serra(i))
```

```
    if conts3==1
```

```
      VS3serra= zeros((indicek-i),1);
```

```
      ds3= s2(conts2-1)-cs3(i);
```

```
      dvs3=V3serra(i)-VS2serra(conts2-1);
```

```
    end
```

```
    if ds3<0
```

```
      s3(conts3)= cs3(i)+ds3;
```

```
      VS3serra(conts3)= V3serra(i)-dvs3;
```

```
    else
```

```
      s3(conts3)= cs3(i)+ds3;
```

```
      VS3serra(conts3)= V3serra(i)-dvs3;
```

```
    end
```

```
    conts3= conts3 + 1;
```

```
  end
```

```
end
```

```
for i=1:indicek
```

```
  %distancia 4°
```

```
  if (V3vertical <= V4serra(i))
```

```
    if conts4==1
```

```
      VS4serra= zeros((indicek-i),1);
```

```
      ds4= s3(conts3-1)-cs4(i);
```

```
      dvs4= V4serra(i)-VS3serra(conts3-1);
```

```

end
if ds4<0
    s4(conts4)= cs4(i)+ds4;
    VS4serra(conts4)= V4serra(i)-dvs4;
else
    s4(conts4)= cs4(i)+ds4;
    VS4serra(conts4)= V4serra(i)-dvs4;
end
conts4= conts4 + 1;
end
end
for i=1:indicek
    %distancia 5°
    if (V4vertical <= V5serra(i))

        if conts5==1
            VS5serra= zeros((indicek-i),1);
            ds5= s4(conts4-1)-cs5(i);
            dvs5= VS5serra(i)-VS4serra(conts4-1);
        end
        if ds5<0
            s5(conts5)= cs5(i)+ds5;
            VS5serra(conts5)= V5serra(i)-dvs5;
        else
            s5(conts5)= cs5(i)+ds5;
            VS5serra(conts5)= V5serra(i)-dvs5;
        end
        conts5= conts5 + 1;
    end
end

%%%%%% Figura 5
%   Fig5=figure('Units','centimeters','color',[1 1 1],'name','Distância percorrida para alcançar a velocidade ');
%   plot(V1serra,s1,'r',VS2serra,s2,'b',VS3serra,s3,'m',VS4serra,s4,'c',VS5serra,s5,'g','linewidth',2)
%   legend('Marcha 1','Marcha 2','Marcha 3','Marcha 4','Marcha 5')
%   grid on
%   axis([0 Vmax 0 3000])
%   xlabel('Velocidade [Km/h]')
%   ylabel('Distância percorrida [m]')
%   title('Velocidade vs Distância')
%   set(gca,'FontSize',14)
%   saveas(gcf,'Fig5.tiff')

%%%%%%%%%%%% TEMPO TEORICO PERCORRIDO PARA ATINGIR A VELOCIDADE (ROTACAO), DE CADA MARCHA

t1= cumtrapz(VN1(1:length(S1))/3.6,T1);
ct2= cumtrapz(VN2(1:length(S2))/3.6,T2);
ct3= cumtrapz(VN3(1:length(S3))/3.6,T3);
ct4= cumtrapz(VN4(1:length(S4))/3.6,T4);
ct5= cumtrapz(VN5(1:length(S5))/3.6,T5);

%%%%%%%%%%%% Vetores de tempo de cada marcha no intervalo das trocas
contt2= 1;
contt3= 1;
contt4= 1;
contt5= 1;
t_troca = 0.3;
for i=1:indicek
    %tempo 2°
    if (V1vertical <= V2serra(i))

        if contt2==1
            VT2serra= zeros((indicek-i),1);
            dt2= t1(indicek)-ct2(i);
            dvt2= V2serra(i)-V1vertical(i);
        end
        if dt2<0
            t2(contt2)=t_troca + ct2(i)+dt2;
            VT2serra(contt2)= V2serra(i)-dvt2;
        else
            t2(contt2)=t_troca + ct2(i)+dt2;
            VT2serra(contt2)= V2serra(i)-dvt2;
        end
        contt2= contt2 + 1;
    end
end

```

```

end
end
for i=1:indicek
%tempo 3°
if (V2vertical <= V3serra(i))

    if contt3==1
        VT3serra= zeros((indicek-i),1);
        dt3= t2(contt2 -1)-ct3(i);
        dvt3=V3serra(i)-VT2serra(contt2-1);
    end
    if dt3<0
        t3(contt3)=t_troca + ct3(i)+dt3;
        VT3serra(contt3)= V3serra(i)-dvt3;
    else
        t3(contt3)=t_troca + ct3(i)+dt3;
        VT3serra(contt3)= V3serra(i)-dvt3;
    end
    contt3= contt3 + 1;
end
end
for i=1:indicek
%tempo 4°
if (V3vertical <= V4serra(i))

    if contt4==1
        VT4serra= zeros((indicek-i),1);
        dt4= t3(contt3-1)-ct4(i);
        dvt4= V4serra(i)-VT3serra(contt3-1);
    end
    if dt4<0
        t4(contt4)=t_troca + ct4(i)+dt4;
        VT4serra(contt4)= V4serra(i)-dvt4;
    else
        t4(contt4)=t_troca + ct4(i)+dt4;
        VT4serra(contt4)= V4serra(i)-dvt4;
    end
    contt4= contt4 + 1;
end
end
for i=1:indicek
%tempo 5°
if (V4vertical <= V5serra(i))

    if contt5==1
        VT5serra= zeros((indicek-i),1);
        dt5= t4(contt4-1)-ct5(i);
        dvt5=V5serra(i)-VT4serra(contt4-1);
    end
    if dt5<0
        t5(contt5)=t_troca + ct5(i)+dt5;
        VT5serra(contt5)= V5serra(i)-dvt5;
    else
        t5(contt5)=t_troca + ct5(i)+(dt5);
        VT5serra(contt5)= V5serra(i)-dvt5;
    end
    contt5= contt5 + 1;
end
end

end

velocidade=[V1serra(2:end);VT2serra(2:end);VT3serra(2:end);VT4serra(2:end);VT5serra(2:end)];

tempoo=[t1(2:end),t2(2:end),t3(2:end),t4(2:end),t5(2:end)];
for i=1:length(tempoo)
    if tempoo(i)<0
        variavel=min(find(tempoo<0)-1);
    else
        variavel=length(tempoo);
    end
end
tempo=tempoo(1:variavel);

if max(velocidade(1:variavel))>=100
    tempo1_100= interp1(velocidade(1:variavel),tempo,100);
else

```

```
tempo1_100=100;
end

%%%%%%%%%%%%%% Figura 6
% Fig5=figure('Units','centimeters','color',[1 1 1], 'name','Tempo necessario para alcançar a velocidade ');
% plot(V1serra,t1,'r',VT2serra,t2,'b',VT3serra,t3,'m',VT4serra,t4,'c',VT5serra,t5,'g', 100,tempo1_100,'ro','linewidth',2)
% legend('Marcha 1','Marcha 2','Marcha 3','Marcha 4','Marcha 5')
% grid on
% axis([0 Vmax 0 60])
% xlabel('Velocidade [Km/h]')
% ylabel('Tempo percorrido [s]')
% title('Velocidade vs Tempo')
% set(gca,'FontSize',14)
% saveas(gcf,'Fig6.tiff')

end
```